

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

FAKULTA STROJNÍ



BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

2012

Libor Kubeček

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

FAKULTA STROJNÍ

Studijní program B2341 – Strojírenství

2012

Katedra textilních a jednoúčelových strojů

Obor – 2302 R022 Stroje a zařízení

Zaměření - Stavba strojů

Násobič krouticího momentu

Torque Multiplier

KTS – B051

Libor Kubeček

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Martin Konečný, Ph.D.

Konzultant bakalářské práce:

Ing. Roman Ptáček

Rozsah práce a příloh:

Počet stran: 51

Počet obrázků: 32

Počet tabulek: 7

Počet příloh: 8



TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI
Fakulta strojní

Katedra textilních a jednoúčelových strojů

Studijní rok: 2011/12

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

Jméno a příjmení	Libor Kubeček
Studijní program	B 2341 Strojírenství
Obor	2302 R022 Stroje a zařízení
Zaměření	Stavba strojů

Ve smyslu zákona č. 111/1998 Sb. o vysokých školách se Vám určuje bakalářská práce na téma:

Násobič krouticího momentu

Zásady pro vypracování:
(uveďte hlavní cíle bakalářské práce doporučené metody pro vypracování)

1. Proved'te rešerši násobičů krouticího momentu.
2. Navrhnete vhodné převodové ústrojí pro násobič krouticího momentu.
3. Sestavte matematický model.
4. Proved'te pevnostní analýzu vybraných částí navrženého ústrojí.

Průvodní zpráva: 30 stran formátu A4

Grafické zpracování: zpracování výrobní dokumentace

Seznam literatury:

1. Technická dokumentace firmy DEPRAG
2. Internet: např.:
http://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=16901
www.harmonicdrive.de
<http://www.rrslovakia.sk/sk/kategorie/33/Harmonicke-prevody>
<http://www.raveo.cz/cykloidni-prevodovky>
3. Manuál ProEngineer

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Martin Konečný, Ph.D.**

Konzultant bakalářské práce: **Ing. Roman Ptáček**



prof. Ing. Jaroslav Beran, CSc.

vedoucí katedry

doc. Ing. Miroslav Malý, CSc.

děkan FS

V Liberci dne 30.11.2011

Místopřísežné prohlášení:

Byl jsem seznámen s tím, že na mou bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé diplomové práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li bakalářskou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Bakalářskou práci jsem vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím diplomové práce a konzultantem.

V Liberci, 21.5.2012

.....

Libor Kubeček
Kramolna, Lhotky 12
547 01 Náchod

Declaration:

I have been notified of the fact that Copyright Act No. 121/2000 Coll. applies to my thesis in full, in particular Section 60, School Work.

I am fully aware that the Technical University of Liberec is not interfering in my copyright by using my thesis for the internal purposes of TUL.

If I use my thesis or grant a licence for its use, I am aware of the fact that I must inform TUL of this fact; in this case TUL has the right to seek that I pay the expenses invested in the creation of my thesis to the full amount.

I compiled the thesis on my own with the use of the acknowledged sources and on the basis of consultation with the head of the thesis and a consultant.

In Liberec, May 21, 2012

.....

Libor Kubeček
Kramolna, Lhotka 12
547 01 Náchod

Poděkování:

Chtěl bych tímto poděkovat především svému vedoucímu bakalářské práce Ing. Martinu Konečnému, Ph.D. a všem, kteří mi poskytli cenné rady k vypracování mé práce. Dále bych chtěl poděkovat katedře KTS za vždy kladné přijetí a podporu ve studiu.

Abstrakt:

Bakalářská práce je zaměřena na problematiku konstrukce a uspořádání převodovky s vysokým převodovým poměrem. Převodovka je určena pro ruční utahovací techniku poháněnou pneumatickým lamelovým motorem. V první části práce je provedena rešerše násobičů krouticího momentu v utahovací technice. V druhé části se zabýváme návrhem vhodného typu převodovky. V třetí části je zpracováno nejvhodnější řešení uspořádání převodového ustrojí do kompaktního celku. Cílem práce je vyhotovení podkladů pro firmu DEPRAG CZ a.s.

Abstract:

The thesis is focused on the issues of design and arrangement of gearbox with high gear ratio. The gearbox is designed for hand tightening technology-driven slat pneumatic motor. In the first part of the work search in Torque multipliers tightening technique is carried out. The second part deals with designing a suitable type of transmission. The third part contains the best solution of the structure of the transmission into a compact whole. The goal is to copy documents for the company DEPRAG CZ a.s.

Klíčová slova: planetový převod, cykloidní, harmonické převodovky, utahovací jednotka

Key words: planetary gear, cycloidal, harmonic drive, tightening unit

OBSAH

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ	10
ÚVOD	13
1. NÁSOBIČE KROUTICÍHO MOMENTU	14
1.1 Rozdělení podle typu pohonu	14
1.1.1 Ruční pohon	14
1.1.2 Utahovací zařízení s pohonem	14
1.1.2.1 Elektrický pohon	15
1.1.2.2 Pneumatický pohon	15
1.1.2.3 Pohon hydromotorem	15
1.1.2.4 Pohon spalovacím motorem	16
1.2 Rozdělení podle typu převodu	16
1.2.1 Převod čelním soukolím	16
1.2.2 Převod šnekovým soukolím	17
1.2.3 Převod planetovým soukolím	17
1.2.3.1 Konstrukční řešení PUM 200A	18
1.2.3.2 Schéma PUM 200A	19
2. VOLBA VHODNÉHO TYPU PŘEVODU	20
2.1 Druhy ozubení	20
2.1.1 Podmínka geometrie ozubení	20
2.2 Planetové převody	20
2.2.1 Základní součásti převodu	20
2.2.2 Princip činnosti	21
2.2.3 Převodový poměr	21
2.2.4 Výhody a nevýhody planetového převodu	22
2.2.5 Výrobci planetových převodovek	22
2.3 Cykloidní převody	22
2.3.1 Základní součásti převodu	22
2.3.2 Princip činnosti	23
2.3.3 Převodový poměr	23
2.3.4 Výhody a nevýhody cykloidního převodu	24
2.3.5 Výrobci cykloidních převodovek	24
2.4 Harmonické převody	24
2.4.1 Základní součásti převodu	24
2.4.2 Princip činnosti	24
2.4.3 Převodový poměr	25
2.4.4 Výhody a nevýhody harmonického převodu	25
2.4.5 Výrobci harmonických převodovek	25
3. NÁVRH NOVÉ PŘEVODOVÉ SESTAVY	26
3.1 Postup návrhu konstrukčního řešení nové převodové sestavy	26
3.2 Hnací motor	26
3.2.1 Motor PMR 0.2B	26
3.3 Volba typu převodu	27

3.3.1	Cykloidní převodovka.....	27
3.3.2	Harmonická převodovka.....	27
3.3.3	Porovnání harmonické a cykloidní převodovky.....	27
3.4	Návrh převodových poměrů.....	28
3.4.1	Návrh počtu zubů pl. převodu 2.....	30
3.4.2	Návrh počtu zubů pl. převodu 3.....	30
3.4.3	Návrh počtu zubů pl. převodu 1.....	31
3.4.4	Výpočet celkového převodového poměru.....	31
3.5	Výpočet geometrických hodnot pl. převodů.....	31
3.5.1	Vzorce pro výpočet geometrických rozměrů.....	32
3.5.2	Výpočet rozměrů planetového převodu 1.....	33
3.5.3	Výpočet rozměrů planetového převodu 2.....	33
3.5.4	Výpočet rozměrů planetového převodu 3.....	34
3.5.5	Výpočet otáček a rychlostních poměrů ozubení.....	34
3.6	Výpočet celkové účinnosti převodu.....	35
3.6.1	Výpočet účinnosti pl. převodu 1.....	35
3.6.2	Výpočet účinnosti pl. převodu 2.....	35
3.6.3	Výpočet účinnosti pl. převodu 3.....	36
3.6.4	Výpočet celkové účinnosti.....	36
3.7	Výpočet výstupního krouticího momentu.....	36
3.8	Výpočet životnosti harmonické převodovky.....	36
3.9	Pevnostní výpočet ozubení.....	37
3.9.1	Výpočet zatěžujících sil ozubení pl. převodu 3.....	37
3.9.2	Kontrolní výpočet ozubení planetového převodu 3.....	38
3.9.3	Závěr k pevnostním výpočtům ozubení.....	41
3.10	Kontrolní výpočet ložisek.....	41
3.10.1	Kontrolní výpočet ložisek pl. převodu 1.....	41
3.10.2	Kontrolní výpočet ložisek pl. převodu 2.....	41
3.10.3	Závěr k výpočtu ložisek.....	42
3.11	Návrh uložení korunového kola pl. převodu 2.....	42
3.12	Volba zajištění tělesa 3.....	42
3.12.1	Spojení tělesa 3 a tělesa 4.....	42
3.12.2	Spojení tělesa 3 a příruby 2.....	43
4.	PEVNOSTNÍ ANALÝZY VYBRANÝCH SOUČÁSTÍ.....	44
4.1	Volba kontrolovaných součástí.....	44
4.2	Kontrola výstupního unašeče 3.....	44
4.3	Kontrola unašeče pl. převodu 2.....	46
4.4	Závěr k pevnostním analýzám.....	47
5.	ZÁVĚR.....	48
	Seznam použité literatury a softwaru.....	50
	Seznam příloh.....	51

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a_{xy}	osová vzdálenost mezi ozubenými koly	[-]
a_{wxy}	provozní osová vzdálenost mezi ozubenými koly x a y	[mm]
b_w	společná šířka zubu	[mm]
c	centrální kolo	[-]
C	základní dynamická únosnost	[N]
C_o	základní statická únosnost	[N]
c_a^*	poměrná hlavová vůle	[-]
d	průměr čepů	[mm]
d_x	průměr roztečné kružnice ozubeného kola x	[mm]
d_{ax}	průměr hlavové kružnice ozubeného kola x	[mm]
d_{fx}	průměr patní kružnice ozubeného kola x	[mm]
d_{bx}	průměr základní kružnice ozubeného kola x	[mm]
d_{wx}	průměr valivé kružnice ozubeného kola x	[mm]
f	součinitel smykového tření	[-]
F_x	síla ve směru x	[N]
h_a^*	poměrná výška zubu	[-]
h_{ax}	výška hlavy zubu ozubeného kola x	[mm]
h_{fx}	výška paty zubu ozubeného kola x	[mm]
i	převodový poměr	[-]
i_{xy}	převodový poměr mezi ozubenými koly x a y	[-]
i_{xy}^z	převodový poměr mezi členem x a y při zastaveném členu z	[-]
$\text{inv}\alpha$	involuta úhlu α	[-]
k	korunové kolo	[-]
k	součinitel posunutí	[-]
K_A	součinitel vnějších dynamických sil	[-]
K_F	součinitel přídavných zatížení (pro výpočet na ohyb)	[-]
$K_{F\alpha}$	součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů (pro výpočet na ohyb)	[-]
$K_{F\beta}$	součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubu po šířce (pro výpočet na ohyb)	[-]
K_H	součinitel přídavných zatížení (pro výpočet na ohyb)	[-]
$K_{H\alpha}$	součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů (pro výpočet na dotyk)	[-]

$K_{H\beta}$	součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubu po šířce (pro výpočet na dotyk)	[-]
K_M	momentová bezpečnost	[-]
l	délka	[mm]
L_H	životnost ložiska	[h]
m	modul ozubení	[mm]
m_n	normálový modul ozubení	[mm]
M_x	krouticí moment na členu x	[Nm]
min	minimální hodnota příslušné veličiny	[-]
max	maximální hodnota příslušné veličiny	[-]
n_x	otáčky členu x	[ot/min]
p	tlak	[Pa]
P	výkon	[W]
p_b	rozteč	[mm]
r_x	poloměr ozubeného kola x	[mm]
r	unašeč	[-]
R_x	reakce v obecném místě x	[N]
$R_{p0,2}$	mez kluzu v tahu	[MPa]
s	počet satelitů	[-]
S	plošný obsah	[mm ²]
S_{tx}	šířka zubu na roztečné kružnici ozubeného kola x	[mm]
S_{nax}^*	poměrná šířka zubu na hlavové kružnici ozubeného kola x	[-]
S_{ax}	šířka zubu na hlavové kružnici ozubeného kola x	[mm]
S_F	součinitel bezpečnosti proti únavovému lomu	[-]
S_{FS}	součinitel statické bezpečnosti v ohybu	[-]
S_H	součinitel bez. proti vzniku únavového poškození boků zubů	[-]
t	označení tečného směru	[-]
v	odvodová rychlost	[m/s]
v_x	obvodová rychlost ozubeného kola x	[m/s]
W_o	průřezový modul v ohybu	[mm ³]
W_k	průřezový modul v krutu	[mm ³]
x	označení členu ozubeného kola	[-]
x_x	jednotkové posunutí ozubeného kola	[-]
Y_{FS}	součinitel tvaru zubu a kontrakce napětí	[-]
Y_N	součinitel životnosti (pro výpočet na ohyb)	[-]

Y_x	součinitel velikosti (pro výpočet na ohyb)	[-]
Y_β	součinitel sklonu zubu	[-]
Y_δ	součinitel vrubové citlivosti	[-]
Y_ε	součinitel vlivu záběru profilu (pro výpočet na ohyb)	[-]
Z_E	součinitel mechanických vlastností materiálu	[-]
Z_H	součinitel tvaru spoluzabírajících zubů	[-]
Z_R	součinitel výchozí drsnosti boků zubů (před záběhem)	[-]
Z_ε	součinitel součtové délky dotykových křivek boků zubů	[-]
z_x	počet zubů ozubeného kola x	[-]
α_n	normálový úhel záběru	[°]
α_w	valivý úhel záběru	[°]
$\varepsilon_{\alpha xy}$	součinitel záběru profilu mezi x a y	[-]
η	účinnost	[-]
ω_x	úhlová rychlost členu x	[rad ⁻¹]
π	Ludolfovo číslo	[-]
ρ^*	poměrné zaoblení paty zubu	[-]
σ_o	napětí v ohybu	[MPa]
σ_{Do}	dovolené napětí v ohybu	[MPa]
σ_{Dt}	dovolené napětí v tahu	[MPa]
σ_{RED}	redukované napětí	[MPa]
σ_c	mezní únavové napětí	[MPa]
σ_F	ohybové napětí v nebezpečném průřezu paty zubu	[MPa]
σ_{Flimb}	mez únavy v ohybu odpovídající báзовému počtu zatěžovacích cyklů	[MPa]
σ_{FSt}	pevnost v ohybu při největším zatížení	[MPa]
σ_H	napětí v dotyku (Hertzův tlak) ve valivém bodě	[MPa]
σ_{H0}	napětí v dotyku při ideálním zatížení přesných zubů	[MPa]
σ_{Hlim}	mez únavy v dotyku odpovídající báзовému počtu zatěžovacích cyklů	[MPa]
σ_{HPmax}	přípustné napětí v dotyku při největším zatížení silou F_{t1}	[MPa]
τ_k	napětí v krutu	[MPa]
τ_{Dk}	dovolené napětí v krutu	[MPa]
τ_s	napětí ve smyku	[MPa]
τ_{Ds}	dovolené napětí ve smyku	[MPa]
ζ	součinitel ztrát	[-]

ÚVOD

Tématem této bakalářské práce je navržení vhodného uspořádání převodové sestavy pro ruční utahovací zařízení. Uťahovací zařízení se obecně používají k povolování, nebo utahování šroubových spojů matic, šroubů, svorníků, závitových sloupků a v jiných možných aplikacích.

Navržená převodová sestava má být poháněna pneumatickým lamelovým motorem PMR 0,2B ($P = 360 \text{ W}$, $M_{k_{\max}} = 0,34 \text{ Nm}$, $n_{\max} = 19800 \text{ ot/min}$). Motor vyrábí firma DEPRAG CZ a.s. standardně ve svém výrobním programu, mezi dalšími druhy pneumatických motorů. Vybrán byl pro svoji jednoduchost konstrukce a dlouhou životnost. Navržené převodové ústrojí musí přenést celkový výkon z motoru a dosáhnout výstupního krouticího momentu na výstupním členu převodu $M_{k_{\max}} = 5000 \text{ Nm}$. Navržené uspořádání by mohlo nahradit stávající řešení firmy DEPRAG CZ a.s. s výhradně jednoduchými planetovými převody.

Navržená převodová sestava je omezena vnějším průměrem do 110 mm a maximální snahou o snížení hmotnosti celkového převodu. Jeden z hlavních důvodů snížení celkové hmotnosti, je co nejlepší ovladatelnost a manipulovatelnost se zařízením. A tím by měla nabídnout potenciálnímu zákazníkovi utahovací zařízení s lepšími váhovými a výkonnostními parametry, než je dosavadní standard.

V převodové sestavě má být začleněn jeden nový druh převodového mechanismu z dvou navržených, které jsou v současnosti díky náročnosti výroby ještě nedostatečně rozšířeny. Jedná se o převodový mechanismus používající cykloidní ozubení neboli cykloidní převodovku. Jako alternativní volba pro převodovou sestavu může být zvolena harmonická převodovka.

1. NÁSOBIČE KROUTICÍHO MOMENTU

Násobiče krouťicího momentu jsou obecně mechanismy, které slouží k zvyšování vstupního krouťicího momentu na požadovaný výstupní krouťicí moment. K požadovaným hodnotám vede ale více možných technických řešení. Každý výrobce si určuje jaký mechanismus je podle něho ten nejvhodnější. Při volbě mechanismu je nutné brát v úvahu spoustu hledisek, jako je např. životnost určitého typu mech., opakovaná přesnost, přetížitelnost. Samozřejmě nejde při volbě opomenout i technické zázemí firmy, úroveň vývoje a situaci na trhu. Na trhu je k dostání celá řada těchto zařízení, které se od sebe více či méně liší svými vlastnostmi, úrovní zpracování a výkonovými parametry.

1.1 Rozdělení podle typu pohonu

Základní rozdělení bychom mohli provést podle typu pohonu. Na zařízení hnané:

1. Ruční silou
2. Zařízení s pohonem

1.1.1 Ruční pohon

Násobiče hnané ruční silou jsou určeny výhradně pro občasné použití bez nároku na produktivitu práce. Výhradní uplatnění nalézají jako mobilní zařízení při opravách kol nákladních vozidel, lokomotiv nebo na jiných větších šroubových spojích kdekoli jinde. Na místech bez dostatečného vybavení kompresory a třeba i elektrickou energií. Násobiče mohou být v provedení jako např. na Obr. 7.

1.1.2 Utahovací zařízení s pohonem

Násobiče pro utahovací zařízení mohou být ve spoustě modifikací a to platí samozřejmě i o různých typech pohonů:

1. Elektrickým motorem
2. Pneumatickým motorem
3. Hydromotorem
4. Spalovacím motorem

Zařízení hnané z výše uvedených typů motorů patří již mezi produktivní a průmyslově se vyrábějící. Používají se ve výrobních a montážních linkách a jiných průmyslových aplikacích.

1.1.2.1 Elektrický pohon

Je vhodný zejména pro montážní práce s malými, nebo velmi malými součástmi. Používá se k zabudování do automatických linek díky jeho velké přesnosti. Uplatnění nachází pro montážní práce s elektronickými komponenty. Vyniká velmi přesnou vazbou mezi motorem a řídicí elektronikou.



Obr. 1 Elektrický šroubovák CL [1]

1.1.2.2 Pneumatický pohon

Jako pracovní medium se nejčastěji používá upravený vzduch do tlaku 6.3 bar. Upravený vzduch znamená zbavený nečistot a prachových částic s malým množstvím olejové mlhy pro mazání třecích částí v motoru. Použití jak pro zabudování do montážních linek tak pro mobilní práce ve výrobních a opravářských dílnách. Firma DEPRAG CZ a.s. používá celkem tři typy motorů a to zubové motory, turbínové motory a lamelové motory.



Obr. 2 Pneumatický motor [8]

1.1.2.3 Pohon hydromotorem

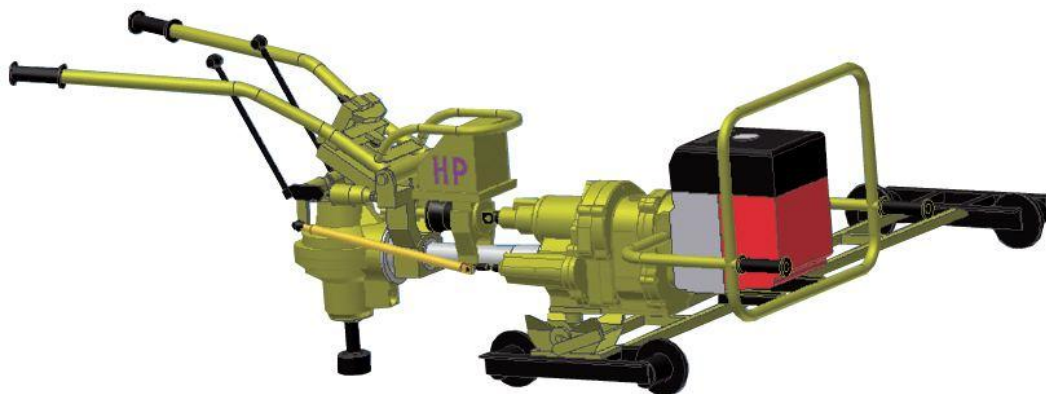
Jako pracovní medium je použit hydraulický olej, který je do motoru vháněn pod vysokým tlakem. Regulováním tlaku oleje můžeme dosáhnout požadovaného dotáhnutí spoje či povolení bez možného poškození spojovaných součástí. Rozsah regulovaného tlaku je od 20 – 700 bar a rozsah utahovacího momentu je 270 – 48400 Nm.



Obr. 3 Hydraulický utahovák ATZ Kombi [2] Obr. 4 Hydraulický utahovák ATZ Kombi aplikace [2]

1.1.2.4 Pohon spalovacím motorem

Výhradní použití spalovacího motoru je u mobilní techniky, kde nejsme schopni zajistit jiný účinný zdroj energie pro utahovací zařízení. Spalovací motor pracuje s malou celkovou účinností, proto nasazujeme spalovací motor pouze v nutném případě. Na Obr. 5 je mobilní zatačečka šroubů sloužící na svěrkové spoje na železničním svršku. Pohon zajišťuje čtyřtákní zážehový motor Honda o výkonu 4,8 kW s elektro generátorem pro osvětlení a utahovací proces dvoustupňová reverzační převodovka spolu s utahovací hlavou. Z 200 dosahuje maximálního krouticího momentu 1000 Nm.



Obr. 5 Zatačečka Z 200 [3]

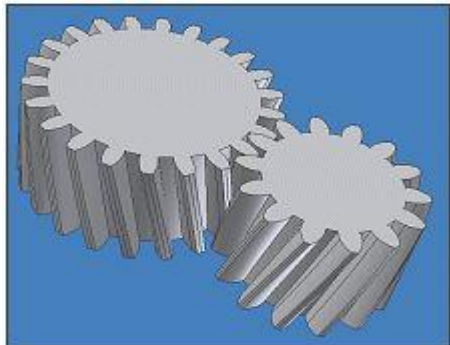
1.2 Rozdělení podle typu převodu

K realizaci je použito různých typů převodů od nejjednodušších až po konstrukčně a výrobně složitější. V určitých typech utahovacích zařízení je možná i kombinace více druhů převodových soukolí.

1.2.1 Převod čelním soukolím

Jedná se o jeden z nejjednodušších typů mechanismů, jak můžeme zredukovat krouticí moment na požadovanou výstupní hodnotu. Přesné požadované hodnoty můžeme dosáhnout pomocí momentového klíče po vynásobení nastavené hodnoty převodovým poměrem. Hlavní výhody zařízení jsou: jednoduchost, snadná obsluha a

pohotovost nasazení. Jako nevýhody bychom mohli uvést větší rozměry a poměrně špatnou ovladatelnost v menších prostorech. Na Obr. 7 je ruční násobič CDI s maximálním výstupním momentem 2700 Nm.



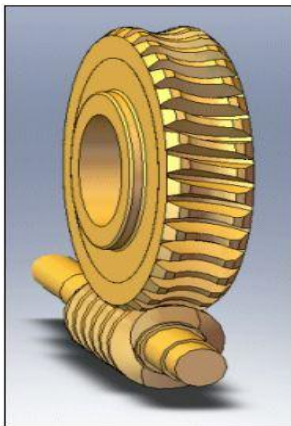
Obr. 6 Čelní ozubení [4]



Obr. 7 CDI Torque Multipliers [5]

1.2.2 Převod šnekovým soukolím

V tomto uvedeném příkladu na Obr. 9 se jedná už o poměrně složité a náročné zařízení v provedení s vlastním pohonem, který je v tomto případě realizován pneumatickým motorem. Jako výhody zařízení bychom mohli uvést lepší manipulovatelnost v menších prostorech a možnost nasazení i na jiné operace. Jedna z hlavních nevýhod je náročnější výroba a zvýšené nároky na údržbu. Pracovní rozsah použití je do závitu M10 s $M_{k_{max}} = 23 \text{ Nm}$ (drobnější montáž součástí).



Obr. 8 Šnekové soukolí [5]

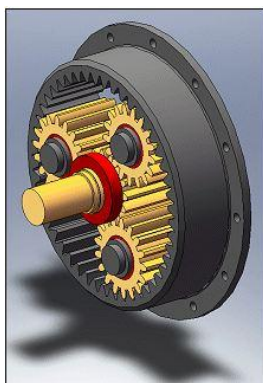


Obr. 9 Pneumatický utahovák se šnekovým převodem LMK22 S002 [6]

1.2.3 Převod planetovým soukolím

V dnešní době nepoužívanější řešení násobičů krouticího momentu. Je realizován pomocí jednoduchých planetových převodů viz Obr. 10. Základními součástmi převodu jsou centrální kolo, satelity, unašeč satelitů a korunové kolo. Mezi hlavní výhody oproti klasickým převodovkám jsou menší zástavbové rozměry, snadné

řazení za sebou díky koaxiální vstupní a výstupní hřídeli. Větší životnost ozubených kol, snadné dosažení vysokého převodového poměru v malé zástavbě. Jako nevýhody můžeme uvést problémy s dodržáním montážních podmínek a nákladnější výrobu. Na Obr. 11 a 12 jsou ruční násobiče v provedení s jednoduchými planetovými převody. NMK 16 – 400 s dvoustupňovou převodovkou a $M_{k_{max}} = 4000 \text{ Nm}$. NMK 78 – 1250 vznikne přidáním jednoho převodového modulu k NMK 16 – 400, na výstupu této sestavy můžeme dosahovat až $M_{k_{max}} = 12500 \text{ Nm}$.



Obr. 10 Planetové soukolí [5]



Obr. 11 NMK 16-400 [7]

Obr. 12 NMK 78-1250 [7]

1.2.3.1 Konstrukční řešení PUM 200A

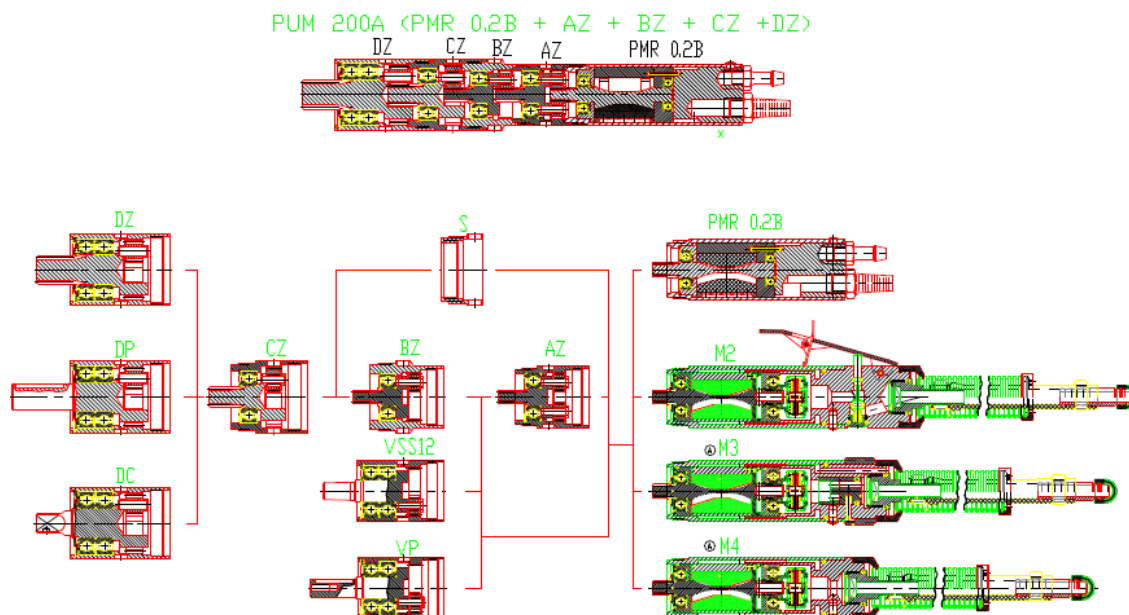
V této podkapitole se budeme zabývat konstrukčním řešením pneumatické utahovací jednotky PUM 200A, která je ve výrobním programu firmy DEPRAG CZ a.s. Hlavním důvodem rozboru konstrukčního řešení, je použití stejného hnacího motoru jako pro novou převodovou sestavu. Následně možné použití určitých podobných konstrukčních uzlů. Pneumatická utahovací jednotka je řešena jako stavebnicové (modulové) zařízení, které je možné sestavovat dle požadovaného výstupního krouticího momentu. U jednotky PUM 200A je možnost výběru celkem z čtyř typů motorů (PMR 0.2B, M2, M3, M4) různého výkonu a typu spouštění. K motoru je možnost dále přidat převodové moduly v rozsahu převodového poměru od $i_{min} = 5,33$

do $i_{\max} = 778,7$. Přetlak vzduchu v přívodním potrubí pro všechny motory se pohybuje v rozsahu 3 – 6 bar. Při aplikaci s častým spouštěním se nedoporučuje používat vyšší tlak než 4 bar z důvodu životnosti motoru. Pro dosažení požadované životnosti motorů je nutné do přívodního potrubí zabudovat regulátor tlaku, filtr proti nečistotám, odlučovač vody a olejovač pro mazání třecích ploch v motoru. [8]

1.2.3.2 Schéma PUM 200A

Schéma možných sestavení dle katalogu výrobce firmy DEPRAG CZ a.s.

Na obrázku 13 je patrné možné sestavení utahovacích zařízení s příslušnými převodovými poměry, které je možné na různých stupních docílit.



Obr. 13 Sestava PUM 200A [8]

Tab. 1 Technická data PUM 200A [8]

Sestavy utahovacích jednotek PUM 200A	
Převodový modul	Převodový poměr i
AZ (VP; VSS 12; BZ)	5,33
S+CZ	6,33
S+CZ+DC (DP; DZ)	27,4
AZ+AZ (VP; VSS12; BZ)	28,4
BZ+CZ	33,7
BZ+CZ+DC (DP; DZ)	146,1
AZ+AZ+AZ (VP; VSS 12; BZ)	151,4
AZ+BZ+CZ	179,8
AZ+BZ+CZ+DC (DP; DZ)	778,7 ¹⁾

¹⁾ Sestava se doporučuje používat při tlaku 4 bar

2. VOLBA VHODNÉHO TYPU PŘEVODU

V této kapitole je proveden rozbor jednoduché planetové převodovky, cykloidní a harmonické převodovky. Součástí této kapitoly je popsání principu činnosti jednotlivých typů převodů a výpočty převodových poměrů, včetně případných výrobních firem, které se výrobou určitých typů převodovek zabývají.

2.1 Druhy ozubení

Nejpoužívanějším typem ozubení v současné době ve strojírenství je evolventní ozubení. Mezi další používaná ozubení patří cykloidní ozubení, která se používají díky náročnosti výroby zatím pouze omezeně.

2.1.1 Podmínka geometrie ozubení

Převod ozubenými koly musí splňovat, aby záběr dvou spolu zabírajících kol byl plynulý a při konstantní úhlové rychlosti hnacího kola byla konstantní i úhlová rychlost hnaného kola. Dané podmínce vyhovují ozubení s tvarem profilu zubu evolventy a cykloidy.

$$\text{Převodový poměr: } i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{M_{k2}}{M_{k1}} \quad (2.1)$$

kde: $\omega_1 [\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}]$ – úhlová rychlost hnacího kola

$\omega_2 [\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}]$ – úhlová rychlost hnaného kola

z_1 – počet zubů hnacího kola

z_2 – počet zubů hnaného kola

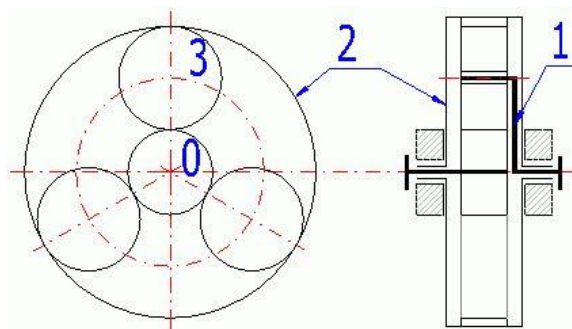
M_{k1} – krouticí moment na hnacím kole

M_{k2} – krouticí moment na hnaném kole

2.2 Planetové převody

2.2.1 Základní součásti převodu

Planetové soukolí je tvořeno soustavou ozubených kol s unašečem dle Obr. 14. Centrální ozubené kolo je souosé s unašečem a centrální osou převodového mechanismu. Satelity jsou volně uloženy na unašeči a v záběru mezi centrálním kolem a korunovým kolem.



0-Centrální kolo, 1-Unašeč, 2-Korunové kolo, 3-Satelit

Obr. 14 Jednoduchý planetový převod [4]

2.2.2 Princip činnosti

Planetový převod můžeme obecně použít jako diferenciál s dvěma stupni volnosti, který umožňuje skládat nebo rozkládat pohyby do jednoho. Všechna kola v převodu jsou ve stálém záběru a otáčejí se. Rychlostní stupně řadíme zabrzděním, nebo odbrzděním některé části převodu. [9]

Převod do pomala: Při zastaveném korunovém kole, přivádíme krouticí moment na centrální kolo. Satelity se pak budou postupně odvalovat po vnitřním ozubení korunového kola a krouticí moment bude odebírán z unašeče.

Přímý záběr: Všechna kola jsou v záběru. Satelity se neodvalují, ale fungují jako spojky mezi korunovým a centrálním kolem.

Zpětný chod: Dosáhneme zabrzděním unašeče a přivedením krouticího momentu na centrální kolo. Satelity změni smysl otáčení a korunové kolo se bude otáčet opačným směrem než centrální kolo.

2.2.3 Převodový poměr

Získáme z kinematické vazby pro planetový převod dle [9]:

$$\frac{\omega_c - \omega_u}{\omega_k - \omega_u} = -\frac{z_k}{z_c} \quad (2.2)$$

Dále rovnici upravíme na kinematickou vazbu při zastaveném korunovém kole a převodu do pomala:

$$i_{cu}^k = \frac{\omega_c}{\omega_u} = \frac{z_k}{z_c} + 1 \quad (2.3)$$

Úhlovou rychlost satelitu lze vyjádřit z rovnice:

$$\frac{\omega_c - \omega_u}{\omega_s} = \frac{z_s}{z_c} \quad (2.4)$$

Po úpravě vyjde:

$$\omega_s = \frac{z_c}{z_s} (\omega_c - \omega_u) \quad (2.5)$$

kde: $\omega_c [\text{rad. s}^{-1}]$ – úhlová rychlost centrálního kola

$\omega_k [\text{rad. s}^{-1}]$ – úhlová rychlost korunového kola

$\omega_u [\text{rad. s}^{-1}]$ – úhlová rychlost unašeče

$\omega_s [\text{rad. s}^{-1}]$ – úhlová rychlost satelitu

z_c – počet zubů centrálního kola

z_k – počet zubů korunového kola

z_s – počet zubů satelitu

2.2.4 Výhody a nevýhody planetového převodu

Výhody:

- Kratší zástavba díky sousostí hnacího a hnaného hřídele
- Vysoká účinnost i při velkých přenášených výkonech
- Nižší hmotnost oproti normální (předlohouvé) převodovce
- Kompaktní konstrukce
- Nízké radiální zatížení ložisek centrálních členů

Nevýhody:

- Složitější konstrukce a vyšší požadavky na přesnost
- Vyšší výrobní náklady
- Omezující podmínky smontovatelnosti převodu

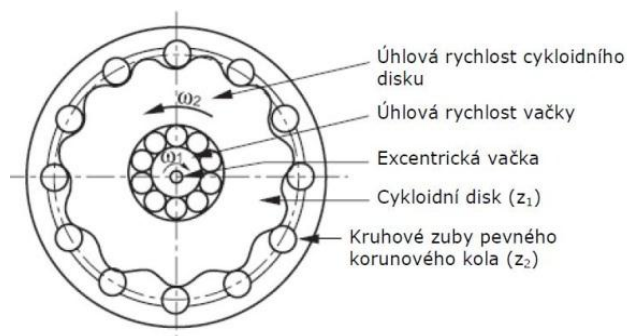
2.2.5 Výrobci planetových převodovek

Firma DEPRAG CZ a.s. ve svém výrobním závodě sama disponuje strojním vybavením na výrobu planetových převodovek. Z tohoto důvodu zde nebude uvedena žádná jiná výrobní firma.

2.3 Cykloidní převody

2.3.1 Základní součásti převodu

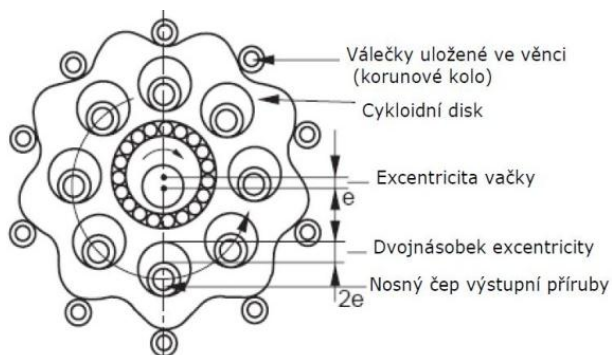
Převod využívá cykloidní ozubení, které je vyrobeno na cykloidním disku. Korunové kolo je opatřeno nosnými válečky, přes které se přenáší výkon od cykloidního disku. Cykloidní disk rotuje na excentrické vačce.



Obr. 15 Součásti cykloidního převodu [10]

2.3.2 Princip činnosti

Převod využívá základ běžné planetové převodovky, ve které jsou nahrazena satelitní kola cykloidními disky. Přičemž unašeč je realizován vačkou, jejíž excentricita je shodná s ramenem původního unašeče. Cykloidní disky jsou rotačně uloženy na vačkách. Disky jsou používány v páru a to vždy přesazeny o 180° přesně. Výkon odebíráme z otvorů v cykloidních discích přes přírubu s nosnými čepy dle Obr. 16.



Obr. 16 Cykloidní převod [10]

2.3.3 Převodový poměr

Vychází z poměru mezi úhlovými rychlostmi klasické planetové převodovky:

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = -\frac{z_2 - z_1}{z_1} \quad (2.6)$$

Po úpravě dostaneme vztah pro převodový poměr:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = -\frac{z_1}{z_2 - z_1} \quad (2.7)$$

kde: $\omega_1 [\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}]$ – úhlová rychlost vstupního hřídele

$\omega_2 [\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}]$ – úhlová rychlost cykloidního disku

z_1 – počet zubů cykloidního kola

z_2 – počet válečků korunového kola

2.3.4 Výhody a nevýhody cykloidního převodu

Výhody:

- Dosažení vysokého převodového poměru jedním stupněm
- Malá zástavba převodu
- Nižší hmotnost proti normální převodovce
- Dobrá odolnost vůči přetížení převodu

Nevýhody:

- Složitá konstrukce převodu
- Vysoké výrobní náklady

2.3.5 Výrobci cykloidních převodovek

Z hlediska dostupnosti byli vybráni tři výrobci cykloidních převodovek jako hlavní zástupci na trhu.

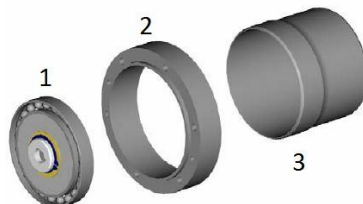


Obr. 17 Loga firem

2.4 Harmonické převody

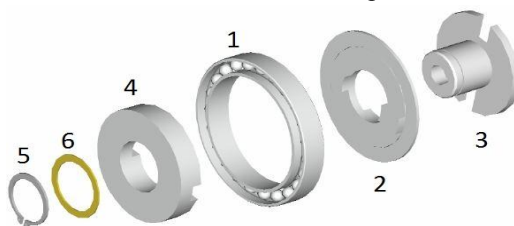
2.4.1 Základní součásti převodu

Harmonická převodovka se skládá ze tří základních částí dle Obr. 18.



1-Generátor vln, 2-Tuhé ozubené kolo, 3-Pružné ozubené kolo

Obr. 18 Součásti harmonického převodu [11]

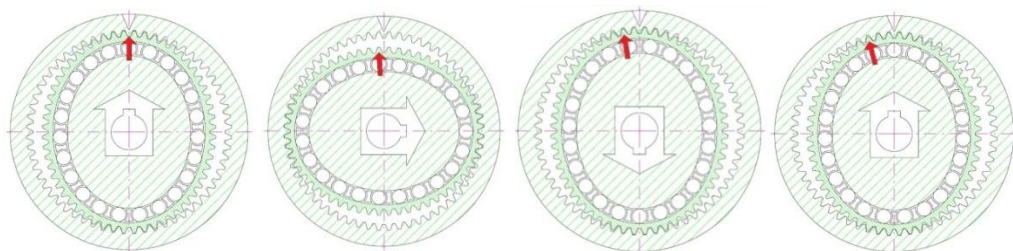


1-Pružné ložisko, 2-Kříž spojky, 3-Unašeč, 4-Vačka, 5-Pojistný kroužek, 6-Třecí podložka

Obr. 19 Generátor vln [11]

2.4.2 Princip činnosti

Pružné ozubené kolo s vnějším ozubením a počtem zubů o dva menší než tuhé ozubené kolo je deformované přes eliptický generátor vln. Zuby zapadají do zubových mezer v místě hlavní eliptické osy. Po úplném pootočení o 360° se pružné kolo posune o dva zuby proti směru otáčení generátoru vln dle Obr. 20.



1-Nulová poloha

2-Pootočení o 90°

3-Pootočení 180°

4-Pootočení o 360°

Obr. 20 Princip činnosti harmonické převodovky [11]

2.4.3 Převodový poměr

Pro převodový poměr můžeme napsat vztah:

$$\frac{n_p - n_g}{n_t - n_g} = \frac{z_t}{z_p} \quad (2.8)$$

Po úpravě při zastavení tuhého kola dostaneme vztah pro převodový poměr:

$$i = \frac{n_g}{n_p} = \frac{z_p}{z_p - z_t} \quad (2.9)$$

kde: n_p [ot. min⁻¹] – otáčky pružného kola

n_g [ot. min⁻¹] – otáčky generátoru

n_t [ot. min⁻¹] – otáčky tuhého kola

z_t – počet zubů tuhého kola

z_p – počet zubů pružného kola

2.4.4 Výhody a nevýhody harmonického převodu

Výhody:

- Dosažení vysokého převodového poměru jedním stupněm
- Malá zástavba převodu
- Nižší hmotnost i proti cykloidní převodovce

Nevýhody:

- Složitá konstrukce převodu
- Vysoké výrobní náklady
- Deformující se člen převodu

2.4.5 Výrobci harmonických převodovek

Z hlediska dostupnosti byli vybráni dva výrobci harmonických převodovek jako hlavní zástupci na trhu.

www.harmonicdrive.de

www.rrslovakia.sk



Obr. 21 Loga firem

3. NÁVRH NOVÉ PŘEVODOVÉ SESTAVY

V této kapitole jsme se zabývali návrhem nové převodové sestavy včetně výpočtu geometrických hodnot převodu. Kontrolním výpočtem a optimalizací navržených převodů.

3.1 Postup návrhu konstrukčního řešení nové převodové sestavy

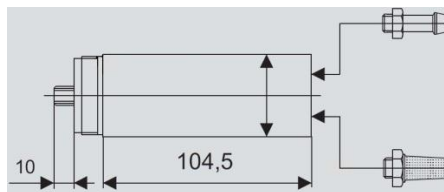
V první řadě jsme museli vzít v úvahu typ hnacího motoru a jeho momentovou a výkonovou charakteristiku. Za další zvolit typ převodového soukolí s ohledem na maximální dané rozměry převodu. Navrhnout rozložení převodových stupňů s maximálním využitím materiálu jak samotného tělesa, tak ozubených kol.

3.2 Hnací motor

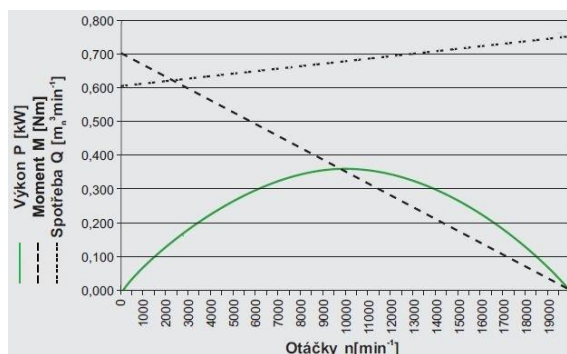
Pro pohon nové sestavy byl zadán pneumatický lamelový motor PMR 0,2B.

3.2.1 Motor PMR 0.2B

Motor je v provedení reversačním, bez vlastního mechanismu spuštění. Spouštění musí být zajištěno externím rozvaděčem. Motor dosahuje maximálního výkonu 0,36 kW a maximálního krouticího momentu 0,34 Nm. Volnoběžné otáčky motoru dosahují $n_{\max} = 19800$ ot/min). Výstupní hřídel motoru je opatřen ozubením s parametry $z = 9$ a $m = 0,8$. [8]



Obr. 22 Motor PMR 0.2B [8]



Obr. 23 Charakteristika motoru PMR 0.2B [8]

Na charakteristice motoru je patrný průběh výkonu a krouticího momentu, který bylo nutné uvažovat při návrhu nové převodové sestavy jako výchozí zatížení celého převodového ústrojí.

3.3 Volba typu převodu

Za vstupní hodnotu krouticího momentu bylo při návrhu považováno $M_{k_{\max}} = 0,34 \text{ Nm}$ při maximálním výkonu motoru a otáčkách $n = 10\,000 \text{ ot/min}$. Nová převodová sestava měla být navržena jako kombinace jednoduchých planetových převodů s harmonickou nebo cykloidní převodovkou. Nejprve jsme potřebovali vybrat vhodný typ od každého druhu převodovky a porovnat je mezi sebou, abychom mohli zvolit pro danou aplikaci tu nejvhodnější. Jako základní vstupní parametry pro výběr byl maximální zástavbový průměr 110 mm, maximální možný výstupní krouticí moment dané převodovky, celkovou hmotnost převodové sestavy a maximální převodový poměr.

3.3.1 Cykloidní převodovka

Cykloidní převodovka odpovídající požadovaným zástavbovým rozměrům byla vybrána od firmy SPINEA s.r.o. typ: TS – 110 – 135 – TB – P14 s rozměrovými a výkonnostními parametry dle přílohy 1.

3.3.2 Harmonická převodovka

Harmonická převodovka odpovídající stejným požadavkům byla vybrána od firmy Harmonic Drive AG a to typ: CSG – 32 – 160 – 2A – GR – E s rozměrovými a výkonnostními parametry dle přílohy 2.

3.3.3 Porovnání harmonické a cykloidní převodovky

V tab. 2 jsou vypsány a seřazeny základní výkonnostní parametry pro vybrané převodovky. Z tabulky hodnot nám jasně vyplývá, že harmonická převodovka ve zvýšené únosnosti variantě převyšuje cykloidní převodovku ve všech základních požadovaných parametrech. Pro správnou volbu typu převodovky je nutné vzít ještě v úvahu zástavbové možnosti a připojovací rozměry. Cykloidní převodovka je konstruována jako ložiskový reduktor, tudíž není zapotřebí žádné další uložení vstupního ani výstupního hřídele. Oproti tomu harmonická převodovka je dodávána bez uložení pružného kola a generátoru vln, který se musí vyrobit v nových tělesech sestavy. Tento nedostatek s sebou přináší prodražení výroby a zvýšenou náročnost na montáž samotného převodu. S přihlédnutím k hlavním požadavkům na maximální výstupní krouticí moment a celkovou náročnost aplikace zvolíme pro novou převodovou sestavu harmonickou převodovku CSG – 32 – 160 – 2A – GR – E.

Tab. 2 Porovnání Harmonické a cykloidní převodovky

	Harmonická převodovka	Cykloidní převodovka
Převodový poměr i	160	135
Jmenovitý výstupní moment	178 Nm	122 Nm
Maximální průměrný moment	281 Nm	244 Nm
Limit pro opakovaný špičkový moment	484 Nm	-
Maximální havarijní moment	892 Nm	610 Nm
Maximální vstupní otáčky za minutu	4800	4500
Hmotnost převodové sestavy	0,89 Kg	3,76 Kg

3.4 Návrh převodových poměrů

V této podkapitole bylo provedeno navržení rozložení převodových stupňů k již známé harmonické převodovce. Z parametrů harmonické převodovky bylo patrné, že nemůžeme připojit převodovku přímo za hnací motor sestavy z důvodu maximálních vstupních otáček do harmonické převodovky. Jako první stupeň převodové sestavy proto byl zvolen jednoduchý planetový převod se zatím blíže neurčeným převodovým poměrem. První převodový stupeň jsme mohli určit až po doplnění podmínek pro tento převod. Předpokládaný rozsah převodu od $i = 3,5$ až 10.

Dle rovnice (2.1) můžeme psát:

$$i_{\text{teor}} = \frac{M_{k2}}{M_{k1}} = \frac{5000}{0,34} = 14705,9$$

Podle velikosti teoretického převodového poměru je patrné, že k dosažení tak velkého převodu, jsme museli přidat další výstupní převodové stupně. Byl proveden předběžný odhad s přidáním dvou planetových převodů na výstup za harmonickou převodovku dle obr. 24.

Výstupní čtyřhran Mkmax= 5000Nm	Planetový převod 3 Mk4	<	Planetový převod 2 Mk3	<	Harmonická převodovka CSG – 32 – 160 – 2A – GR – E Mk2	<	Planetový převod 1 Mk1	<	Motor PMR 0,2B Mk0
--	------------------------------	---	------------------------------	---	--	---	------------------------------	---	--------------------------

Obr. 24 Schéma nové převodové sestavy

Pro dosažení požadovaného krouticího momentu na výstupu z převodové sestavy jsme museli zvýšit teoretický převodový poměr o celkovou účinnost převodové

sestavy. Pro výpočet celkové účinnosti nebyli v dané chvíli žádné podklady, proto jsme se účinnosti pokusili přiblížit odhadem. Z grafu účinnosti harmonické převodovky jsme předpokládali $\eta_h = 0,75$. U planetových převodů předpokládáme účinnosti $\eta_p = 0,98$.

Výpočet teoretické účinnosti a praktického převodového poměru:

$$\eta_{c \text{ teor}} = \eta_p \cdot \eta_p \cdot \eta_h \cdot \eta_p = 0,706 \quad (3.1)$$

$$i_{\text{prak}} = \frac{M_{k2}}{M_{k1}} \cdot \frac{1}{\eta_{c \text{ teor}}} = \frac{5000}{0,34} \cdot \frac{1}{0,706} = 20829,9 \quad (3.2)$$

U nově navržené převodové sestavy jsme se pokusili dosáhnout praktického převodového poměru. Nejprve jsme však museli určit omezující podmínky pro počty zubů ozubených kol planetových převodů. Doporučená podmínka firmy DEPRAG CZ a.s. na použití ozubení s modulem $m = 1,5 \text{ mm}$ z hlediska výrobních možností. Převody jsou omezeny maximálním průměrem tělesa 110 mm .

Podmínka pro průměr patní kružnice:

$$d_{f\max} = 110 - 8 \cdot m_t = -98 \text{ mm} \quad (3.3)$$

Dále jsme uvedli podmínku pro roztečnou kružnici korunových kol:

$$d_{\max} = d_{f\max} - 2,5 m = -94,25 \text{ mm} \quad (3.4)$$

Z maximálního roztečného průměru byl vypočten možný počet zubů korunových kol:

$$z_{\max} \leq \frac{d_{\max}}{m} = -62,8 < 62 \quad (3.5)$$

Další omezující podmínky byli průměry hřidelů centrálních kol převodů, které jsou u každého z převodových stupňů různé. S výpočtem krouticích momentů jsme postupovali od výstupu z harmonické převodovky. Jako hodnotu maximálního špičkového momentu bylo zvoleno $M_{k\max} = 400 \text{ Nm}$. Z uvedené hodnoty krouticího momentu byl dále vypočítán minimální průměr $d_{f\min}$ ozubeného kola:

$$d_{f\min} > \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot \tau_D}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 400000}{\pi \cdot 340}} = 18,2 \text{ mm} \quad (3.6)$$

Výpočet minimálního počtu zubů na centrálním kole:

$$z_{\min} > \frac{d_{f\min} + 2,5m}{m} = 14,6 \quad (3.7)$$

3.4.1 Návrh počtu zubů pl. převodu 2

Nyní již byl zvolen počet zubů centrálního a korunového kola. Následně byly dopočítány počty zubů satelitů. Počet satelitů, kontrola podmínky smontovatelnosti a výpočet převodového poměru byl proveden dle [9].

Volíme: $z_c = 15$, $z_k = -61$

$$z_s = \frac{z_k - z_c}{2} = 23 \quad (3.8)$$

$$s < \frac{180^\circ}{\arcsin \frac{z_s + 2 \cdot h_a^*}{z_c + z_s}} = 4,37 \quad (3.9)$$

Volíme $s = 4$

Podmínka smontovatelnosti:

$$\frac{z_k + z_c}{s} = N = 19 \quad (\text{kde } N \text{ je celé číslo}) \quad (3.10)$$

Dle rovnice (2.3) můžeme psát vztah pro převodový poměr:

$$i_{pl.p2} = \frac{z_k}{z_c} + 1 = 5,0\bar{6}$$

3.4.2 Návrh počtu zubů pl. převodu 3

U návrhu počtu zubu centrálního kola bylo postupováno stejným způsobem jako v předešlém případě pouze s vyšším vstupním krouticím momentem.

Dle rovnice (3.6) a (3.7) můžeme psát:

$$d_{fmin} > \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_k \cdot i_{pl.p2}}{\pi \cdot \tau_D}} = 31,2 \text{ mm}$$

$$z_{min} > \frac{d_{fmin} + 2,5m}{m} = 23,5$$

Volíme: $z_c = 25$, $z_k = -59$

Dle rovnice (3.8) vypočítáme počet zubů satelitů:

$$z_s = 17$$

Dle rovnice (3.9) vypočítáme možný počet satelitů:

$$s \leq 6,69$$

Volíme $s = 6$

Zkontrolujeme podmínku smontovatelnosti dle (3.10):

$$\frac{z_k + z_c}{s} = N = 14$$

Převodový poměr dle (2.3):

$$i_{pl.p3} = \frac{z_k}{z_c} + 1 = 3,36$$

3.4.3 Návrh počtu zubů pl. převodu 1

Pro návrh počtu zubů planetového převodu 1 jsme vycházeli z celkového převodu i_{prak} a požadovaného vstupu od motoru $z_c = 9$ a $m = 0,8$ mm.

$$i_{\text{pl.p1}} = \frac{i_{\text{prak}}}{i_{\text{pl.p3}} \cdot i_{\text{pl.p2}} \cdot i_h} = \frac{20829,9}{3,36,5,06,160} = 7,65 \quad (3.11)$$

Dále pomocí rovnice (2.3) vypočítáme přibližný počet zubů korunového kola:

$$z_k = z_c(i_{\text{pl.p1}} - 1) = 59,9$$

$$\text{Volíme } z_k = 59$$

Dle rovnice (3.8) vypočítáme počet zubů satelitů:

$$z_s = \frac{z_k - z_c}{2} = 25$$

Dle rovnice (3.9) vypočítáme možný počet satelitů:

$$s \leq 3,42$$

$$\text{Volíme } s = 2$$

Zkontrolujeme podmínku smontovatelnosti dle (3.10):

$$\frac{z_k + z_c}{s} = N = 34$$

Převodový poměr dle (2.3):

$$i_{\text{pl.p1}} = 7,55$$

3.4.4 Výpočet celkového převodového poměru

Nyní již mohl být vypočítán celkový převodový poměr navržené sestavy.

$$i_{\text{celk}} = i_{\text{pl.p1}} \cdot i_h \cdot i_{\text{pl.p1}} \cdot i_{\text{pl.p1}} = 20580,1 \quad (3.12)$$

3.5 Výpočet geometrických hodnot pl. převodů

Dle uvedených vzorců byly vypočítány základní geometrické rozměry planetových převodů [9] a [13]. Následná optimalizace a pevnostní kontrola ozubení byla provedena ve výpočtovém softwaru MITCalc. MITCalc je univerzální výpočtový software sloužící ke všem běžným výpočtovým operacím v konstruktérské praxi. Tento software má možnost navržení planetových převodů přímo pomocí zadaných vstupních parametrů. Výpočtové zprávy planetových převodů z MITCalcu jsou v přílohách 3-5.

3.5.1 Vzorce pro výpočet geometrických rozměrů

skutečná vzdálenost os	a_w	zadána (volena)	
úhel profilu	α	20° (normalizovaný)	
teoretická vzdálenost os	a	$a = \frac{(d_1 + d_2)}{2}$	(3.13)
čelní modul	m_t	$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta}$	(3.14)
rozteč	p_n	$p_n = \pi \cdot m_n$	(3.15)
základní rozteč	p_b	$p_b = p \cdot \cos \alpha$	(3.16)
výška hlavy zubu	h_a	$h_a = h_a^* \cdot m_n$	(3.17)
výška paty zubu	h_f	$h_f = (h_a^* + c_a^*) \cdot m_n$	(3.18)
provozní úhel záběru	α_w	$\alpha_w = \arccos \frac{d_{b1} + d_{b2}}{2 \cdot a_w}$	(3.19)
involuta úhlu	$\text{inv} \alpha$	$\text{inv} \alpha = \text{tg} \alpha - \text{arc} \alpha$	(3.20)
průměr roztečné kružnice	d	$d = m \cdot z$	(3.21)
průměr hlavové kružnice	d_a	$d_a = d + 2 \cdot h_a + 2 \cdot m \cdot x - 2 \cdot k \cdot m$	(3.22)
průměr patní kružnice	d_f	$d_f = d - 2 \cdot h_f + 2 \cdot m \cdot x$	(3.23)
průměr základní kružnice	d_b	$d_b = d \cdot \cos \alpha$	(3.24)
průměr valivé kružnice	d_w	$d_w = \frac{2 \cdot a_w}{(u+1)}$	(3.25)
minimální korekce	x_{\min}	$x_{\min} = h_a^* - \frac{z \cdot \sin^2 \alpha_t}{2 \cdot \cos \beta}$	(3.26)
součet jednotkových posunutí	x_Σ	$x_\Sigma = \frac{z_1 + z_2}{2 \cdot \text{tg} \alpha_n} \cdot (\text{inv} \alpha_w - \text{inv} \alpha_n)$	(3.27)
součinitel posunutí	k	$k = \frac{d_1 + d_2}{2} + x_\Sigma - a_w$	(3.28)
součinitel trvání záběru	ε_α	$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} \pm \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} - 2 a_w \sin \alpha_w}{2 \cdot p_{bt}}$	(3.29)

3.5.2 Výpočet rozměrů planetového převodu 1

Tab. 3 Geometrické hodnoty planetového převodu 1

Základní parametry planetového převodu			
	centrální kolo	satelit	korunové kolo
počet zubů	9	25	-59
	$s = 2, \quad b_w = 7,6 \text{ mm}, \quad m_n = 0,8 \text{ mm}$		
	$h_a^* = 1, \quad c_a^* = 0,25, \quad r_F^* = 0,38$		
	$\alpha_n = 20^\circ, \quad \text{inv}\alpha_n = 0,0149$		
	$\alpha_w = 24,099^\circ, \quad \text{inv}\alpha_w = 0,0267$		
d	7,200 mm	20,000 mm	-47,200 mm
d _a	9,317 mm	21,482 mm	-46,846 mm
d _f	5,958 mm	18,123 mm	-50,205 mm
d _b	6,766 mm	18,794 mm	-44,353 mm
d _w	7,412 mm	20,588 mm	-48,588 mm
x _{cpmin} = 0,474 mm	x _c = 0,474 mm	x _s = 0,077 mm	x _k = -0,628 mm
	x _c + x _s = 0,551 mm		x _s + x _k = -0,551 mm
	a _{cs} = 13,6 mm		a _{sk} = -13,6 mm
	a _{wcs} = 14,0 mm		a _{wsk} = -14,0 mm
	k = 0,151 mm		k = -0,151 mm
	roztečný průměr čepů unašeče: d _r = 28,0 mm		
	ε _{αcs} = 1,172		ε _{αsk} = 1,477

3.5.3 Výpočet rozměrů planetového převodu 2

Tab. 4 Geometrické hodnoty planetového převodu 2

Základní parametry planetového převodu			
	centrální kolo	satelit	korunové kolo
počet zubů	15	23	-61
	$s = 4, \quad b_w = 44,4 \text{ mm}, \quad m_n = 1,5 \text{ mm}$		
	$h_a^* = 1, \quad c_a^* = 0,25, \quad r_F^* = 0,38,$		
	$\alpha_n = 20^\circ, \quad \text{inv}\alpha_n = 0,0149$		
	$\alpha_w = 22,558^\circ, \quad \text{inv}\alpha_w = 0,0217$		
d	22,500 mm	34,500 mm	-91,500 mm
d _a	25,434 mm	37,761 mm	-90,696 mm
d _f	19,119 mm	31,446 mm	-97,011 mm
d _b	21,143 mm	32,419 mm	-85,982 mm
d _w	22,895 mm	35,105 mm	-93,105 mm
x _{cpmin} = 0,123 mm	x _c = 0,123 mm	x _s = 0,232 mm	x _k = -0,587 mm
	x _c + x _s = 0,355 mm		x _s + x _k = -0,355 mm
	a _{cs} = 28,5 mm		a _{sk} = -28,5 mm
	a _{wcs} = 29,0 mm		a _{wsk} = -29,0 mm
	k = 0,145 mm		k = -0,145 mm
	roztečný průměr čepů unašeče: d _r = 58,0 mm		
	ε _{αcs} = 1,270		ε _{αsk} = 1,440

3.5.4 Výpočet rozměrů planetového převodu 3

Tab. 5 Geometrické hodnoty planetového převodu 3

Základní parametry planetového převodu			
	centrální kolo	satelit	korunové kolo
počet zubů	25	17	-59
	$s = 6, \quad b_w = 77,4 \text{ mm}, \quad m_n = 1,5 \text{ mm}$		
	$h_a^* = 1, \quad c_a^* = 0,25, \quad r_F^* = 0,38$		
	$\alpha_n = 20^\circ, \quad \text{inv}\alpha_n = 0,0149$		
	$\alpha_w = 24,387^\circ, \quad \text{inv}\alpha_w = 0,0277$		
d	37,500 mm	25,500 mm	- 88,500 mm
d _a	39,834 mm	29,817 mm	-90,600 mm
d _f	33,867 mm	23,850 mm	-96,567 mm
d _b	35,238 mm	23,962 mm	- 83,163 mm
d _w	38,691 mm	26,309 mm	-91,309 mm
	$x_c = 0,039 \text{ mm}$	$x_s = 0,700 \text{ mm}$	$x_k = -1,439 \text{ mm}$
	$x_c + x_s = 0,739 \text{ mm}$		$x_s + x_k = -0,739 \text{ mm}$
	$a_{cs} = 31,5 \text{ mm}$		$a_{sk} = -31,5 \text{ mm}$
	$a_{wcs} = 32,5 \text{ mm}$		$a_{wsk} = -32,5 \text{ mm}$
	$k = 0,261 \text{ mm}$		$k = -0,261 \text{ mm}$
	roztečný průměr čepů unašeče: $d_r = 65,0 \text{ mm}$		
	$\varepsilon_{acs} = 1,105$		$\varepsilon_{ask} = 1,138$

3.5.5 Výpočet otáček a rychlostních poměrů ozubení

Výpočet otáček a rychlostních poměrů ozubení provedeme dle [9].

Tab. 6 Výpočet otáček a rychlostních poměrů ozubení

←	Planetový převod 3	Planetový převod 2	Harmonická převodovka CSG-32-160-2A-GR-E	Planetový převod 1	←
otáčky naprázdno $n = 19800 \text{ ot/min}$					
←	$n_c = 3,2 \text{ ot/min}$	$n_c = 16,4 \text{ ot/min}$	vstup = 2620,6 ot/min	$n_c = 19800 \text{ ot/min}$	←
←	$n_u = 1,0 \text{ ot/min}$	$n_u = 3,2 \text{ ot/min}$	výstup = 16,4 ot/min	$n_u = 2620,6 \text{ ot/min}$	←
←	$n_s = -3,3 \text{ ot/min}$	$n_s = -8,6 \text{ ot/min}$	-	$n_s = -6184,6 \text{ ot/min}$	←
←	$v_c = 0,006 \text{ m/s}$	$v_c = 0,019 \text{ m/s}$	-	$v_c = 7,684 \text{ m/s}$	←
←	$v_s = -0,005 \text{ m/s}$	$v_s = -0,016 \text{ m/s}$	-	$v_s = -6,667 \text{ m/s}$	←
otáčky při maximálním výkonu $n=10000 \text{ ot/min}$					
←	$n_c = 1,6 \text{ ot/min}$	$n_c = 8,3 \text{ ot/min}$	vstup = 1323,5 ot/min	$n_c = 10000 \text{ ot/min}$	←
←	$n_u = 0,5 \text{ ot/min}$	$n_u = 1,6 \text{ ot/min}$	výstup = 8,3 ot/min	$n_u = 1323,5 \text{ ot/min}$	←
←	$n_s = -1,6 \text{ ot/min}$	$n_s = -4,4 \text{ ot/min}$	-	$n_s = -3123,5 \text{ ot/min}$	←
←	$v_c = 0,003 \text{ m/s}$	$v_c = 0,010 \text{ m/s}$	-	$v_c = 3,881 \text{ m/s}$	←
←	$v_s = -0,002 \text{ m/s}$	$v_s = -0,008 \text{ m/s}$	-	$v_s = -3,367 \text{ m/s}$	←

Obvodová rychlost

$$v \quad v = n \cdot \pi \cdot d_w \quad (3.30)$$

3.6 Výpočet celkové účinnosti převodu

V této podkapitole byla vypočítána celková účinnost převodové sestavy pomocí dílčích účinností planetových převodů. Pro výpočet planetového soukolí byla použita ztráta v porovnávacím převodu (zastavený unašeč). Hodnota účinnosti pro harmonickou převodovku byla převzata z grafu účinnosti dle přílohy 2. Hodnota účinnosti pro harmonickou převodovku je tedy $\eta_h = 0,75$. Při výpočtu celkové účinnosti jsme vycházeli z konstantních součinitelů ztrát, i když ve skutečnosti konstantní nejsou a mění se s provozním zatížením. Tudiž i účinnost bude při různých provozních podmínkách odlišná od námi vypočítaných hodnot.

3.6.1 Výpočet účinnosti pl. převodu 1

Pro případ toku výkonu z centrálního kola přes satelity na unašeč můžeme použít vzorců dle [4]:

Ztráty pro přímé ozubení:

$$\zeta_z = 0,5 \cdot f \cdot P \cdot \varepsilon \cdot \left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right) \quad (3.31)$$

kde: z_1, z_2 - počet zubů

ε - součinitel v záběru

f - součinitel tření

P - přenášený výkon

Znaménko (+) pro vnější ozubení, (−) pro vnitřní ozubení

$$\zeta_r = \zeta_{zc/zs} + \zeta_{zs/zk} \quad (3.32)$$

$$i_r = \frac{z_k}{z_c} = 6,55 \quad (3.33)$$

$$\zeta_{P1} = \frac{i_r \cdot \zeta_r}{(i_r - 1)} \doteq 0,004 \text{ kW} \quad (3.34)$$

Z vypočítaného ztrátového výkonu můžeme určit účinnost převodu:

$$\eta_{p1} = 0,988$$

3.6.2 Výpočet účinnosti pl. převodu 2

Výpočet byl proveden dle předchozího postupu:

$$i_r = \frac{z_k}{z_c} = 2,65$$

$$\zeta_{P2} = \frac{i_r \cdot \zeta_r}{(i_r - 1)} \doteq 0,005 \text{ kW}$$

$$\eta_{p2} = 0,985$$

3.6.3 Výpočet účinnosti pl. převodu 3

Výpočet byl proveden dle předchozího postupu:

$$i_r = \frac{z_k}{z_c} = 2,36$$

$$\zeta_{p3} = \frac{i_r \cdot \zeta_r}{(i_r - 1)} \doteq 0,005 \text{ kW}$$

$$\eta_{p3} = 0,985$$

3.6.4 Výpočet celkové účinnosti

Celková účinnost převodu dle (3.1):

$$\eta_{c \text{ skut}} = \eta_{p1} \cdot \eta_h \cdot \eta_{p2} \cdot \eta_{p3} = 0,719$$

3.7 Výpočet výstupního krouticího momentu

Výpočet výstupního krouticího momentu dle upravené rovnice (3.2):

$$M_{kvystup} = i_{celk} \cdot M_{kvstup} \cdot \eta_{c \text{ skut}} = \underline{5031 \text{ Nm}}$$

Uvedená hodnota výstupního krouticího momentu odpovídá požadované hodnotě. Tudiž můžeme konstatovat, že převodový poměr je dostatečný a vyhovuje zadání.

3.8 Výpočet životnosti harmonické převodovky

Výpočet životnosti byl proveden dle vzorců uvedených v katalogu firmy Harmonic Drive AG [12]. Pro výpočet bylo nutné nejdříve určit průběh výstupních momentů z harmonické převodovky. Pro tento průběh, ale nebyly k dispozici žádné změřené, nebo jinak ověřené hodnoty z praxe. Pro určení hodnot momentů jsme postupovali dle vzorového příkladu s omezením rozsahu hodnot na předpokládaný průběh momentového zatížení převodu.

Pro výpočet hodnoty momentu T_1 budeme postupovat dle upravené rovnice (3.2):

$$T_1 = i_{p1} \cdot i_h \cdot M_{k0} \cdot \eta_{p1} \cdot \eta_h = 304,6 \text{ Nm}$$

Volíme hodnotu $T_1 = 310 \text{ Nm}$

Dále s přihlédnutím k předpokládanému průběhu volíme hodnoty momentu dle tab. 7.

Tab. 7 Výstupní krouticí momenty

$T_1 = 310 \text{ Nm}$	$t_1 = 2s$	$n_1 = 8,3 \text{ ot/min}$
$T_2 = 250 \text{ Nm}$	$t_2 = 5s$	$n_2 = 10 \text{ ot/min}$
$T_3 = 150 \text{ Nm}$	$t_3 = 5s$	$n_3 = 12 \text{ ot/min}$
$T_k = 400 \text{ Nm}$	$t_k = 0,2s$	$n_k = 8,3 \text{ ot/min}$

Výpočet průměrného výstupního momentu:

$$T_{av} = \sqrt[3]{\frac{|n_1 \cdot T_1^3| \cdot t_1 + |n_2 \cdot T_2^3| \cdot t_2 + |n_3 \cdot T_3^3| \cdot t_3}{|n_1| \cdot t_1 + |n_2| \cdot t_2 + |n_3| \cdot t_3}} = 226,9 \text{ Nm} \quad (3.35)$$

$$T_{av} = 226,9 \text{ Nm} \leq T_a = 281 \text{ Nm} \quad (3.36)$$

Výpočet průměrných výstupních otáček:

$$n_{out av} = \frac{|n_1| \cdot t_1 + |n_2| \cdot t_2 + |n_3| \cdot t_3}{t_1 + t_2 + t_3} = 10,55 \text{ ot/min} \quad (3.37)$$

Výpočet průměrných vstupních otáček:

$$n_{in av} = i \cdot n_{out av} = 1688 \text{ ot/min} \quad (3.38)$$

$$n_{in av} = 1688 \text{ ot/min} \leq 3500 \text{ ot/min} \quad (\text{pro plastické mazivo}) \quad (3.39)$$

Kontrola maximálních vstupních otáček dle tab. 6:

$$n_{in max} = 2620,6 \text{ ot/min} \leq 4800 \text{ ot/min} \quad (\text{pro plastické mazivo}) \quad (3.40)$$

Kontrola maximálních výstupních momentů:

$$T_{max} = T_1 = 310 \text{ Nm} \leq T_r = 484 \text{ Nm} \quad (3.41)$$

$$T_k = 400 \text{ Nm} \leq T_m = 892 \text{ Nm} \quad (3.42)$$

Výpočet povolených maximálních momentů:

$$N_{k max} = \frac{10000}{2 \cdot \frac{8,3 \cdot 160}{60} \cdot 0,2} = 1129 \quad (3.43)$$

Výpočet životnosti:

$$L_{50} = \frac{50000 \text{ h} \cdot 2000 \text{ ot/min}}{1688} \cdot \left(\frac{178}{226,9} \right)^3 = 28601 \text{ h} \quad (3.44)$$

3.9 Pevnostní výpočet ozubení

Pro pevnostní výpočet ozubení jsme vycházeli z požadovaného výstupního momentu, který byl navýšen o zvolenou momentovou bezpečnost. Výpočet byl proveden zjednodušeně dle ČSN 01 4686 [14]. V textu je uveden kontrolní výpočet planetového ozubení 3. Další výpočty planetových ozubení 2 a 1 dle přílohy 6 a 7.

3.9.1 Výpočet zatěžujících sil v ozubení pl. převodu 3

Momentovou bezpečnost volíme: $K_M = 1,4$

Výpočet krouticího momentu na výstupním unášeci M_{k4} :

$$M_{k4} = M_{kmax} \cdot K_M = 5000 \cdot 1,4 = 7000 \text{ Nm} \quad (3.45)$$

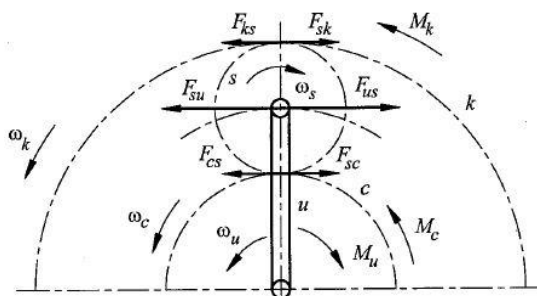
$$F_r = F_{su} = F_{us} = \frac{1}{6} \cdot \frac{M_{k4}}{a_{wcs}} = 35897 \text{ N} \quad (3.46)$$

Výpočet sil:

$$F_t = F_{sk} = F_{ks} = F_{sc} = F_{cs} = \frac{F_r}{2} = 17948,5 \text{ N} \quad (3.47)$$

$$F_{rad} = F_t \cdot \tan \alpha_n = 6532,7 \text{ N} \quad (3.48)$$

$$F_{nor} = \frac{F_t}{\cos \alpha_n} = 19100,4 \text{ N} \quad (3.49)$$



Obr. 25 Silové poměry planetového soukolí [9]

3.9.2 Kontrolní výpočet ozubení planetového převodu 3

Centrální kolo 1:

Satelit 2:

Volba materiálu dle [14]:

16526.9

Zuby:

cementované, kalené, broušené

Tvrdost V_{HV} = 650 – 700

σ_{Hlim}^0 = 1330 MPa

σ_{Flimb}^0 = 740 MPa

$R_{p0,2}$ = 885 MPa

Kontrola z hlediska únavy v dotyku:

$$\sigma_H = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{K_H} \leq \sigma_{HP} \quad (3.50)$$

$$\sigma_{HO} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\epsilon \cdot \sqrt{\frac{F_t}{b_{WH} \cdot d_w} \cdot \frac{i_{12}+1}{i_{12}}} \quad (3.51)$$

$$Z_E = 190 \text{ [MPa]} \quad Z_H = 2,24 \quad Z_\epsilon = 0,96 \quad K_A = 1 \quad K_{H\beta} = 1,35$$

$$K_{H\alpha} \cdot K_{HV} = 1 \quad (3.52)$$

$$K_H = K_A \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{HV} = 1,35 \quad (3.53)$$

$$Z_R = 1,0 \quad S_{Hmin} = 1,1$$

$$\sigma_{HP12} = \frac{\sigma_{Hlim}^0 \cdot Z_R}{S_{Hmin}} = \frac{1330 \cdot 1}{1,1} = 1209,1 \text{ MPa} \quad (3.54)$$

$$\sigma_{HO} = 190 \cdot 2,24 \cdot 0,96 \cdot \sqrt{\frac{17948,5}{77,4 \cdot 38,691} \cdot \frac{0,68+1}{0,68}} = 1572,2 \text{ MPa}$$

$$\sigma_H = 1572,2 \cdot \sqrt{1,35} = 1826,7 \text{ MPa}$$

$$\sigma_H > \sigma_{HP1,2} - \text{NEVYHOVUJE}$$

Kontrola na dotyk při jednorázovém působení největšího zatížení:

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{\frac{F_{t1} \cdot K_H}{F_t}} \leq \sigma_{HPmax} \quad (3.55)$$

$$\sigma_{HPmax1,2} = 4 \cdot V_{HV} = 4 \cdot 650 = 2600 \text{ MPa} \quad (3.56)$$

$$F_{t1} = F_t \cdot K_{AS} \quad (3.57)$$

$$K_{AS} = 1,5 (> K_A)$$

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot K_{AS} \cdot K_H}{F_t}} \quad (3.58)$$

$$\sigma_{Hmax} = 1572,2 \cdot \sqrt{2,025} = 2237,3 \text{ Mpa} < \sigma_{HPmax1,2} - \underline{\text{VYHOVUJE}}$$

Kontrola z hlediska únavy v ohybu:

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b_{wF} \cdot m_n} \cdot K_F \cdot Y_{FS} \cdot Y_\beta \cdot Y_\epsilon \leq \sigma_{FP} \quad (3.59)$$

$$K_F = K_A \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{Fv} = 1,34 \quad (3.60)$$

$$Y_\epsilon = 0,2 + \frac{0,8}{\epsilon_\alpha} = 0,85 \quad (3.61)$$

$$S_{Fmin} = 1,1$$

$$\sigma_{FP12} = \frac{\sigma_{Flimb1}^0}{S_{Fmin}} = \frac{740}{1,1} = 672,7 \text{ MPa} \quad (3.62)$$

$$\sigma_{F1} = \frac{17948,5}{77,4 \cdot 1,5} \cdot 1,34 \cdot 4,84 \cdot 1 \cdot 0,85 = 852,2 \text{ MPa} > \sigma_{FP12} - \underline{\text{NEVYHOVUJE}}$$

$$\sigma_{F2} = \frac{17948,5}{77,4 \cdot 1,5} \cdot 1,34 \cdot 4,08 \cdot 1 \cdot 0,85 = 718,4 \text{ MPa} > \sigma_{FP12} - \underline{\text{NEVYHOVUJE}}$$

Kontrola na ohyb při jednorázovém působení největšího zatížení:

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F \cdot \frac{F_{t1}}{F_t} \leq \sigma_{FPmax} \quad (3.63)$$

$$\sigma_{FSt} = 2,5 \cdot \sigma_{Flimb} \quad (3.64)$$

$$\sigma_{FPmax12} = 0,8 \cdot \sigma_{FSt} = 0,8 \cdot 2,5 \cdot \sigma_{Flimb1} = 0,8 \cdot 2,5 \cdot 740 = 1480 \text{ MPa} \quad (3.65)$$

$$\sigma_{Fmax1} = \sigma_{F1} \cdot \frac{F_t \cdot K_{AS}}{F_t} = \sigma_{F1} \cdot K_{AS} = 852,2 \cdot 1,5 = 1278,3 \text{ MPa} < \sigma_{FPmax12}$$

$$\sigma_{Fmax2} = \sigma_{F2} \cdot K_{AS} = 718,4 \cdot 1,5 = 1077,6 \text{ MPa} < \sigma_{FPmax12}$$

$$\sigma_{Fmax1} < \sigma_{FPmax12} - \underline{\text{VYHOVUJE}}$$

$$\sigma_{Fmax2} < \sigma_{FPmax12} - \underline{\text{VYHOVUJE}}$$

Satelit 1:

Korunové kolo 2:

Volba materiálu dle [14]:

16526.9

Zuby:

cementované, kalené, broušené

Kontrola z hlediska únavy v dotyku:

$$Z_E = 190 \text{ [MPa]} \quad Z_H = 2,24 \quad Z_\varepsilon = 0,96 \quad K_A = 1 \quad K_{H\beta} = 1,32$$

$$K_H = K_A \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{HV} = 1,32$$

$$Z_R = 1,0 \quad S_{Hmin} = 1,1$$

$$\sigma_{HP12} = \frac{\sigma_{Hlim}^0 \cdot Z_R}{S_{Hmin}} = 1209,1 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{HO} = 190 \cdot 2,24 \cdot 0,96 \cdot \sqrt{\frac{17948,5}{77,4 \cdot 25,5} \cdot \frac{3,47+1}{3,47}} = 1398,3 \text{ MPa}$$

$$\sigma_H = 1398,3 \cdot \sqrt{1,32} = 1606,5 \text{ MPa}$$

$$\sigma_H > \sigma_{HP1,2} - \underline{\text{NEVYHOVUJE}}$$

Kontrola na dotyk při jednorázovém působení největšího zatížení:

$$\sigma_{HPmax1,2} = 4 \cdot V_{HV} = 4 \cdot 650 = 2600 \text{ MPa}$$

$$K_{AS} = 1,5 (> K_A)$$

$$\sigma_{Hmax} = 1398,3 \cdot \sqrt{1,98} = 1967,6 \text{ MPa} < \sigma_{HPmax1,2} - \underline{\text{VYHOVUJE}}$$

Kontrola z hlediska únavy v ohybu:

$$K_F = K_A \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{Fv} = 1,3$$

$$Y_\varepsilon = 0,2 + \frac{0,8}{\varepsilon_\alpha} = 0,84$$

$$\sigma_{FP12} = \frac{\sigma_{Flimb1}^0}{S_{Fmin}} = \frac{740}{1,1} = 672,7 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{F1} = \frac{17948,5}{77,4 \cdot 1,5} \cdot 1,3 \cdot 4,08 \cdot 1 \cdot 0,84 = 688,8 \text{ MPa} > \sigma_{FP12} - \underline{\text{NEVYHOVUJE}}$$

$$\sigma_{F2} = \frac{17948,5}{77,4 \cdot 1,5} \cdot 1,3 \cdot 3,45 \cdot 1 \cdot 0,84 = 582,4 \text{ MPa} < \sigma_{FP12} - \underline{\text{VYHOVUJE}}$$

Kontrola na ohyb při jednorázovém působení největšího zatížení:

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F \cdot \frac{F_{t1}}{F_t} \leq \sigma_{FPmax}$$

$$\sigma_{FPmax12} = 0,8 \cdot \sigma_{Fst} = 0,8 \cdot 2,5 \cdot \sigma_{Flimb1} = 0,8 \cdot 2,5 \cdot 740 = 1480 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Fmax1} = \sigma_{F1} \cdot \frac{F_t \cdot K_{AS}}{F_t} = \sigma_{F1} \cdot K_{AS} = 688,8 \cdot 1,5 = 1033,2 \text{ MPa} < \sigma_{FPmax12}$$

$$\sigma_{Fmax2} = \sigma_{F2} \cdot K_{AS} = 582,4 \cdot 1,5 = 873,6 \text{ MPa} < \sigma_{FPmax12}$$

$$\sigma_{Fmax1} < \sigma_{FPmax12} - \underline{\text{VYHOVUJE}}$$

$$\sigma_{Fmax2} < \sigma_{FPmax12} - \underline{\text{VYHOVUJE}}$$

3.9.3 Závěr k pevnostním výpočtům ozubení

Z vypočtených hodnot napětí jednotlivých převodů je patrné, že planetový převod 2 a 3 není navržen s dostatečnou životností. Tudíž by mohlo docházet k brzkému poškození boků zubů, popřípadě až k vylomení zubů. Když ale vezmeme v úvahu předpokládaný průběh utahovacího procesu, ve kterém se k maximální hodnotě krouticího momentu přiblížíme až v závěru utahovacího, nebo počátku povolovacího procesu. Nedá se s určitostí o životnosti rozhodnout. Průběh samotného utažení a povolení se všemi okolními faktory je velice složitý a určení zda převodová sestava daný pracovní režim vydrží, ponecháme až do provedení kontrolních zkoušek celého zařízení, kterému musí být sestava podrobena.

3.10 Kontrolní výpočet ložisek

Pro kontrolu ložisek byla zvolna jehlová ložiska uložení satelitů v planetových převodech 1 a 2. Uložení satelitů u třetího planetového převodu je pouze kluzně na kalených čepech. Radiální kuličková ložiska uložení unašečů kontrolovat nebudeme, protože v nich teoreticky nevznikají žádné radiální ani axiální síly.

3.10.1 Kontrolní výpočet ložisek pl. převodu 1

Výpočet byl proveden při maximálním výkonu motoru a zatížení ložiska.

Ložisko: K 5x8x8 TN

$C_0 = 2000 \text{ N}$ – statistická únosnost $C = 2290 \text{ N}$ – dynamická únosnost

$P = F_r = 128,6 \text{ N}$ $p = \frac{10}{3}$ – pro jehlová ložiska

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p = \left(\frac{2290}{128,6}\right)^{10/3} = 14745,1 \cdot 10^6 \text{ ot.} \quad (3.66)$$

$$L_{h10} = \frac{L_{10} \cdot 10^6}{60 \cdot n} = \frac{14745,1 \cdot 10^6}{60 \cdot 3123,5} = \underline{78678 \text{ h}} \quad (3.67)$$

3.10.2 Kontrolní výpočet ložisek pl. převodu 2

Kontrolní výpočet byl proveden dle předchozích vzorců (3.66) a (3.67) při maximálním výkonu motoru a zatížení ložiska.

Ložisko 2x K 16x24x20

$C_0 = 23600 \text{ N}$ – statistická únosnost $C = 20500 \text{ N}$ – dynamická únosnost

$P = F_r = 18344,8 \text{ N}$ $p = \frac{10}{3}$ – pro jehlová ložiska

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p = \left(\frac{20500}{18344,8}\right)^{10/3} = 14,6 \cdot 10^6 \text{ ot.}$$

$$L_{h10} = \frac{L_{10} \cdot 10^6}{60 \cdot n} = \frac{14,6 \cdot 10^6}{60 \cdot 4,4} = \underline{55303 \text{ h}}$$

3.10.3 Závěr k výpočtu ložisek

Dle uvedených životností je patrné, že ložiska jsou dostatečně naddimenzována a přenesou dané zatížení.

3.11 Návrh uložení korunového kola pl. převodu 2

Korunové kolo druhého planetového převodu (dle Obr. 26 se jedná o těleso 2) je uloženo do tělesa 3 s minimálním přesahem H6/n5. Pro zajištění tělesa 2 a přenesení krouticího momentu korunového kola byly zvoleny stavěcí šrouby M6x0,75x6 (12.9). Stavěcí šrouby zajistíme pomocí montážního lepidla Loctite (272).

Výpočet celkové tečné síly:

$$F_{tcelk} = \frac{4 \cdot F_t \cdot \frac{D_2}{2}}{51,25} = 32752,2 \text{ N} \quad (3.68)$$

Bylo zvoleno celkem 6 stavěcích šroubů:

$$\tau_s = \frac{F_{tcelk}}{6 \cdot \frac{\pi \cdot D_1^2}{4}} = 267,2 \text{ MPa} < \tau_{Ds} \quad (3.69)$$

3.12 Volba zajištění tělesa 3

Po dokončení celkové montáže veškerého soukolí je nutné zajistit těleso 3 proti povolení od tělesa 4 a příruby 2 dle Obr. 26. Povolení hrozí při otáčkách, když reakce z tělesa 3 působí proti směru montážních závitů na tělesech s ním spojených. Částečné zajištění a utěsnění provedeme pomocí montážního lepidla Loctite (272). Pro úplné zafixování byly zvoleny stavěcí šrouby.

3.12.1 Spojení tělesa 3 a tělesa 4

Pro úplné zafixování těles vůči sobě byly zvoleny stavěcí šrouby se závitem M8x1x14 (12.9). Výpočet momentu zvýšený o bezpečnost jsme již provedli dříve. Nyní vypočítáme nutný počet stavěcích šroubů pro bezpečné zajištění těles.

Výpočet celkové tečné síly:

$$F_{tcelk} = \frac{2 \cdot M_{k4}}{D_z} = 140000 \text{ N} \quad (3.70)$$

Bylo zvoleno celkem 10 stavěcích šroubů, výpočet dle (3.69):

$$\tau_s = \frac{F_{tcelk}}{10 \cdot \frac{\pi \cdot D_1^2}{4}} = 374,4 \text{ MPa} < \tau_{Ds}$$

3.12.2 Spojení tělesa 3 a příruby 2

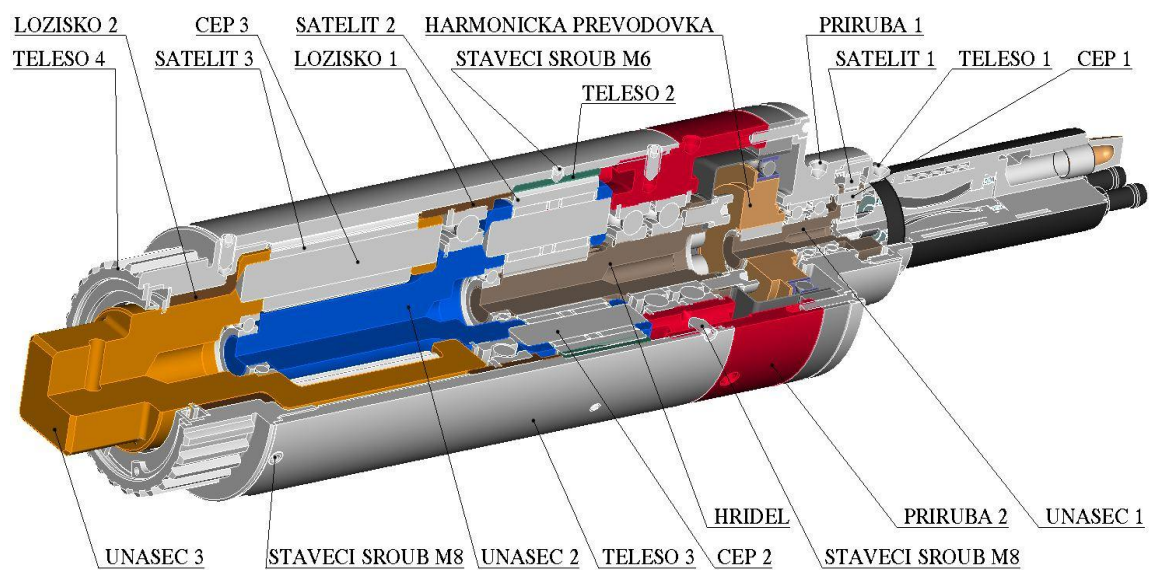
V tomto případě jsme postupovali obdobně pouze s jinou hodnotou krouticího momentu. Za hodnotu krouticího momentu byla považována $T_k = 400 \text{ Nm}$, která je maximální výstupní z harmonické převodovky.

Výpočet celkové tečné síly:

$$F_{tcelk} = \frac{2 \cdot M_{k4}}{D_z} = 7619 \text{ N}$$

Byly zvoleny celkem 4 kusy stavěcích šroubů, výpočet dle (3.69):

$$\tau_s = \frac{F_{tcelk}}{4 \cdot \frac{\pi \cdot D_1^2}{4}} = 50,9 \text{ MPa} < \tau_{Ds}$$



Obr. 26 3D model násobiče momentu

4. PEVNOSTNÍ ANALÝZY VYBRANÝCH SOUČÁSTÍ

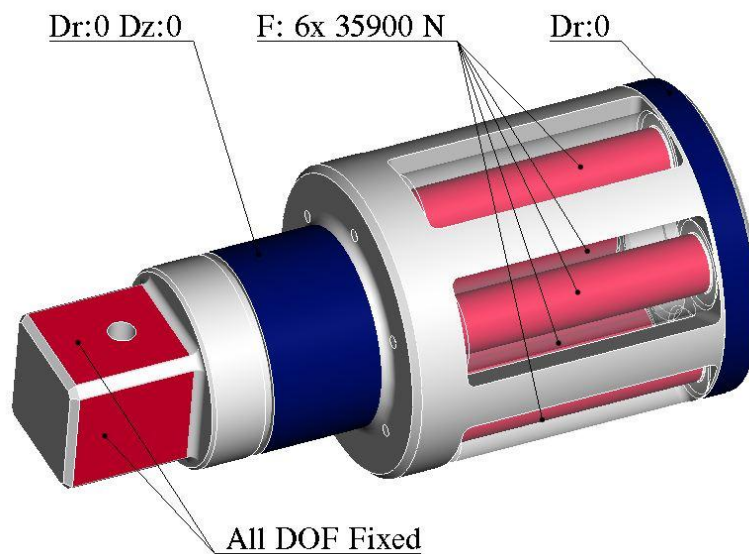
K vytvoření 3D modelu celé sestavy včetně všech dílů, byl použit software Pro/ENGINEER WF5. Pevnostní analýzy byly provedeny metodou konečných prvků v softwaru Pro/MECHANICA.

4.1 Volba kontrolovaných součástí

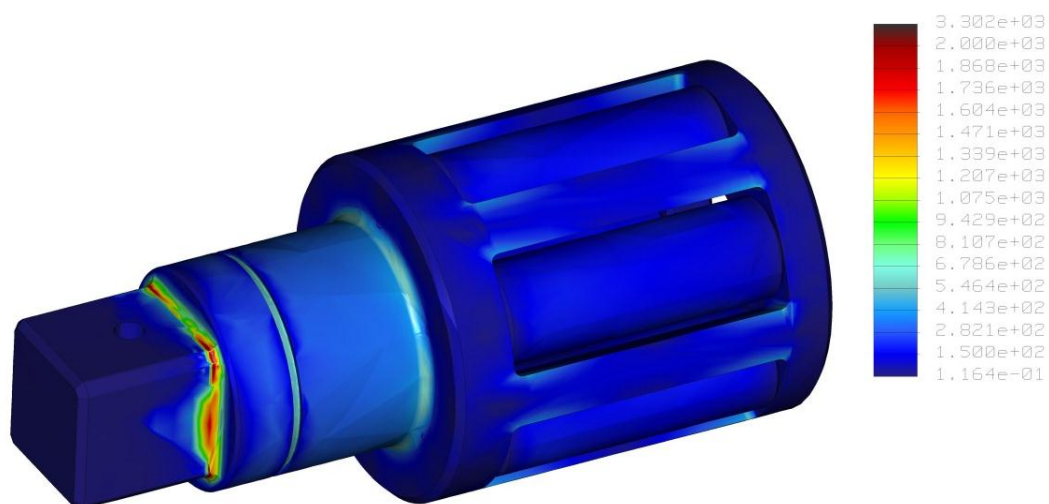
Pevnostní analýze jsme podrobily celkem dva díly z celé sestavy. Výstupní unašeč 3 se zakončením na vnější čtyřhran dle Obr. 26. Druhá součást kontrolovaná pevnostní analýzou byla dle téhož obrázku unašeč 2 (modrý díl). Důvod provedení pevnostních analýz u výše zmíněných součástí, je největší namáhání součástí krouticím momentem. Z čehož vyplynuly možné obavy o správné na dimenzování daných součástí.

4.2 Kontrola výstupního unašeče 3

Kontrola výstupního unašeče 3 byla provedena jako sestava s čepy a satelity. Takto vytvořená sestava lépe odpovídá skutečnosti, než kdybychom zatěžovali samotný výstupní unašeč. Satelity jsme nahradili dutými válečky s vnějším průměrem odpovídající patní kružnici satelitu, abychom zjednodušili celý výpočet. Po převedení již hotového modelu z prostředí objemového modeláře Pro/ENGINEER do prostřední výpočtového Pro/MECHANICA. Bylo nejdříve nutno nadefinovat nový cylindrický souřadný systém, který bude použit pro okrajové podmínky. Následně jsme rozdělili potřebné plochy pomocí funkce „surface region“ dle umístění ložisek a zatěžujících sil. Zadání okrajových podmínek a zatěžujících sil bylo provedeno dle Obr. 27. Zatěžující síly vycházejí z výpočtu reakce mezi unašeči a satelity vztah (3.46). Po přiřazení materiálových vlastností jsme nadefinovali statickou analýzu s uvedenými okrajovými podmínkami a spustili výpočet. Grafický výstup výpočtu dle Obr. 28 a 29.



Obr. 27 Okrajové podmínky a zatížení unašeče 3



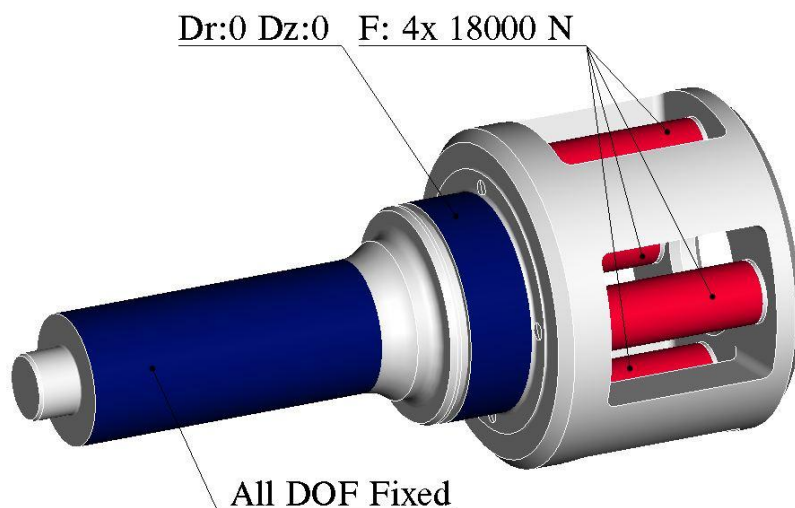
Obr. 28 Napětí v unašeči 3 podle hypotézy HMM v MPa



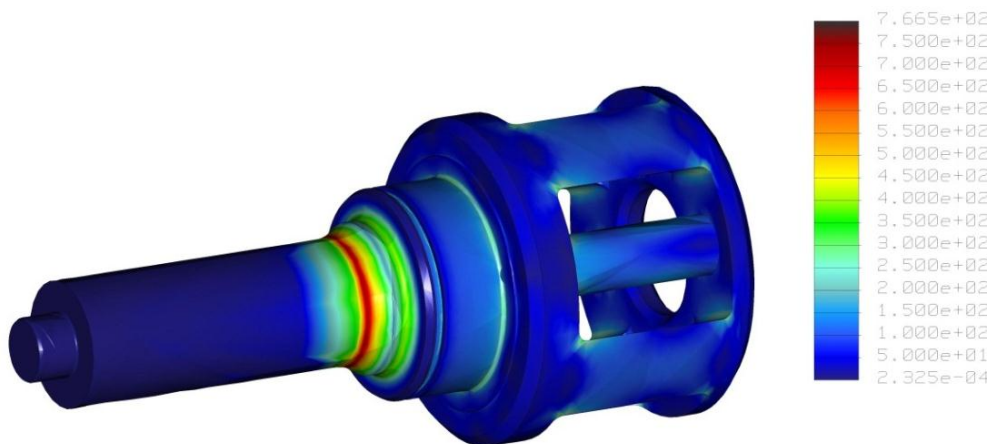
Obr. 29 Řez unašečem 3 s napětím podle hypotézy HMM v MPa

4.3 Kontrola unašeče pl. převodu 2

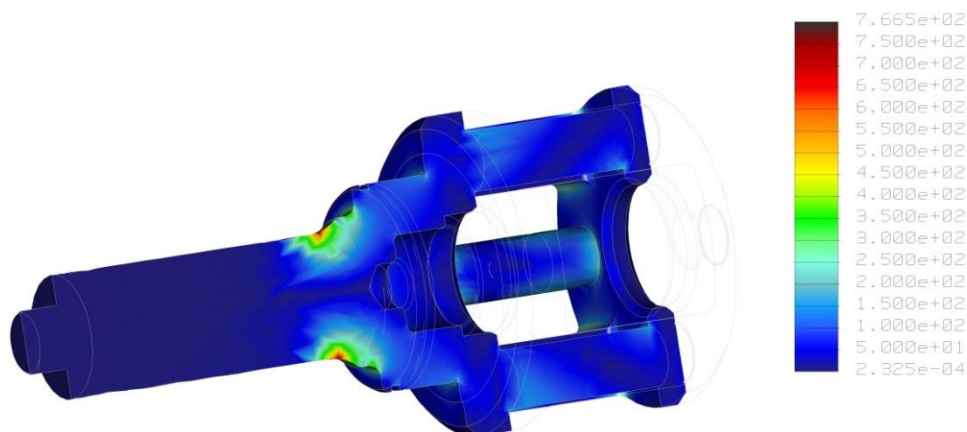
Kontrola unašeče planetového převodu 2 byla provedena také jako sestava. Z důvodů lepších výsledků blížících se skutečnosti. Sestava byla složena z unašeče 2 a čepu 2. V tomto případě nelze přidat do sestavy satelity, jelikož jsou uloženy na jehlových ložiskách. Po převedení modelu do prostředí výpočtů Pro/MECHANICA, jsme nadefinovali nový cylindrický souřadný systém, který byl použit k okrajové podmínce uložení ložiska. Pro rozdělení nosných ploch čepů satelitů jsme, použili funkci „surface region“. Místo definice okrajové podmínky na boky zubů, byly podmínky pro zuby nahrazeny pevnou vazbou na patní průměr ozubení. Výpočet samotného ozubení byl již proveden dříve, tudíž jsme mohli předpokládat, že se nedopustíme velké odchylky od skutečnosti. Zadání okrajových podmínek a zatěžujících sil byl proveden dle Obr. 30. Po přiřazení materiálových vlastností byla nadefinována a spuštěna statická analýza. Grafický výstup výpočtu dle Obr. 31 a 32.



Obr. 30 Okrajové podmínky a zatížení unašeče 2



Obr. 31 Napětí v unašeči 2 podle hypotézy HMM v MPa



Obr. 32 Řez unašečem 2 s napětím podle hypotézy HMM v MPa

4.4 Závěr k pevnostním analýzám

Na obrázcích 28 a 29 výstupního unašeče 3 si můžeme prohlédnout průběh napětí, které je vyvoláno od působících sil. Maximální hodnoty 3302 Mpa jsou na okrajích podmínky, kde je ukončení unašeče čtyřhranem. Zde jsme podobné zvýšení hodnot předpokládali. Další očekávaná místa se zvýšenou koncentrací napětí jsou přechody mezi nosnými čepy a tělesem unašeče, kde se jedná o stejný případ koncentrace napětí. Tudíž se tím nebudeme příliš znepokojovat při hodnocení celé součásti. Ostatní hodnoty napětí již budou odpovídat skutečnosti a je zapotřebí věnovat více pozornosti při hodnocení těchto úseků. V celé sestavě pak napětí dosahuje maximálních hodnot okolo 600 Mpa. Hodnota maximálního napětí je poměrně vysoká, ale když vezmeme v úvahu, že jsme zatěžovali součást silami vyvolanými od maximálního krouticího momentu zvýšeného o bezpečnost. Ve skutečnosti, ale v praxi k tak vysokému zatížení vůbec nemusí dojít. A s ohledem na praktické poznatky, že daný výstupní čtyřhran je běžně používán v tomto rozsahu hodnot, můžeme konstatovat, že výstupní sestava zatížení přenesení s minimální bezpečností.

Na obrázcích 31 a 32 druhého unašeče můžeme pozorovat stejný případ koncentrace napětí okolo okrajové podmínky, kde máme unašeč pevně uchycený za patní průměr ozubení. Zde dosahuje maximální hodnota napětí 766 Mpa. Další zvýšená koncentrace napětí je v přechodech mezi čepy a unašečem. V celé sestavě pak napětí dosahuje maximálních hodnot okolo 350 Mpa, což nepřesahuje povolené hodnoty zvolených materiálů. Tudíž můžeme konstatovat, že kontrolovaná součást dané zatížení přenesení.

5. Závěr

Bakalářská práce byla zpracována na téma „Násobič krouticího momentu“. Jednalo se o násobič krouticího momentu určený pro utahovací jednotky poháněné pneumatickým lamelovým motorem. Práce byla rozdělena do tří základních částí. V první části byla provedena rešerše násobičů krouticího momentu. V druhé části jsme se zabývali popisem a návrhem typu vhodného převodu. V třetí části je zpracováno návržení nové převodové sestavy.

V první části bylo provedeno základní rozdělení násobičů krouticího momentu nejdříve dle typu pohonu a dále dle typu převodového mechanismu. Krátce jsme se věnovali stávajícímu řešení firmy DEPRAG CZ a.s.

Druhá část se blíže zabývala navrženými typy převodovek a to: jednoduchými planetovými převody, cykloidními a harmonickými převody. U uvedených typů převodů byly popsány základní součásti převodů a základní principy činnosti. Dále jsme se zabývali výpočtem převodového poměru u každého typu. Následně byly zhodnoceny výhody a nevýhody určitých typů převodů. U cykloidní a harmonické převodovky byli uvedeni hlavní zástupci na trhu s těmito převodovkami.

V třetí a hlavní části bylo provedeno návržení nové převodové sestavy. V této části byl nejdříve popsán hnací motor s výkonnostními parametry. Pro novou převodovou sestavu byla na základě uvedeného porovnání vybrána harmonická převodovka od firmy Harmonic Drive AG. Dále byl navržen počet převodových stupňů s ohledem na omezující zástavbové parametry, aby bylo dosaženo celkového převodového poměru. Po určení převodových stupňů byl proveden výpočet geometrických hodnot ozubených kol, který byl dále optimalizován ve výpočtovém softwaru MITCalc. Dále byly provedeny výpočty účinnosti celé sestavy s výpočtem předpokládané životnosti harmonické převodovky. Následně byly provedeny kontrolní výpočty ložisek a spojení součástí celého tělesa.

Převodová sestava byla navržena jako čtyřstupňový reduktor. Na výstupní straně byly navrženy dva planetové převody, které navazují na výstup z harmonické převodovky. Před harmonickou převodovkou byl vložen jeden stupeň tvořený jednoduchou planetovou převodovkou. Toto rozložení převodů bylo podřízeno možnostem harmonické převodovky, která má omezení v maximálních vstupních otáčkách. Na výstupní straně z převodové sestavy je těleso 4 opatřeno evolventním drážkováním pro zachycení celkové reakce při utahovacím procesu.

Kombinací uvedených převodů bylo dosaženo kompaktní převodové sestavy, která splňuje základní požadované parametry na zástavbový průměr a požadovaný výstupní krouticí moment.

V závěru práce byly provedeny kontrolní výpočty vybraných součástí planetových převodů pomocí pevnostní analýzy v softwaru Pro/MECHANICA. Z těchto vybraných analýz je patné jak jsou dané součásti nadimenzovány a jak se mohou ukázat v praxi rizikové.

Seznam použité literatury a softwaru

- [1] Torque s.r.o. – katalogy [online]. [cit. 15.3.2012]
<<http://www.torque-systems.cz/>>
- [2] Alkitronic – katalogy [online]. [cit. 17.4.2012]
<<http://www.alkitronic.cz/>>
- [3] HYDROPRODUCT s.r.o. – katalogy [online]. [cit. 20.4.2012]
<<http://www.hydroproduct.cz/>>
- [4] MITCalc - Mechanical, Industrial and Technical Calculations [online].
[cit. 4.4.2012]
<<http://www.mitcalc.com/>>
- [5] Trynyx Tools – katalogy [online]. [cit. 18.2.2012]
<<http://www.trynyx.cz/>>
- [6] AtlasCopco s.r.o. – katalogy [online]. [cit. 10.2.2012]
<<http://www.atlascopco.cz/>>
- [7] UNIT PLUS s.r.o. – katalogy [online]. [cit. 9.3.2012]
<<http://www.unitplus.cz/>>
- [8] Materiály a katalogy firmy DEPRAG CZ a.s.
- [9] PEŠÍK, L.: *Části strojů, stručný přehled 1-2*, TUL, Liberec 2010
- [10] Spinea s.r.o. – katalogy [online]. [cit.5.4.2012]
<<http://www.spinea.sk/>>
- [11] RR Slovakia a.s. – katalogy [online]. [cit. 20.4.2012]
<<http://rrslovakia.sk/>>
- [12] Harmonic Drive AG – katalogy [online]. [cit. 4.4.2012]
<<http://www.harmonicdrive.de/>>
- [13] LEINVEBER, J., VÁVRA, P.: *Strojnické tabulky. Druhé doplněné vydání.*
ALBRA, PRAHA 2005
- [14] BUREŠ, M.: *Návrh a pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol.*
TUL; Liberec, 2006

Software:

Pro/ENGINEER WF5

MITCalc

Microsoft Office 2010

Seznam příloh:

- Příloha 1: Část katalogu firmy Spinea s.r.o. s vybranou řadou cykloidních převodovek
- Příloha 2: Část katalogu firmy Harmonic Drive AG s vybranou řadou harmonických převodovek
- Příloha 3: Protokol z optimalizace a výpočtu planetového převodu 1 ze softwaru MITCalc
- Příloha 4: Protokol z optimalizace a výpočtu planetového převodu 2 ze softwaru MITCalc
- Příloha 5: Protokol z optimalizace a výpočtu planetového převodu 3 ze softwaru MITCalc
- Příloha 6: Kontrolní výpočet planetového ozubení 2
- Příloha 7: Kontrolní výpočet planetového ozubení 1
- Příloha 8: Výkresová dokumentace:
B051/0.2 Násobič momentu
B051/0-01.3 Těleso 1
B051/0-02.3 Těleso 2
B051/0-03.3 Těleso 3
B051/0-04.3 Těleso 4
B051/0-05.3 Příruba 1
B051/0-06.3 Příruba 2
B051/0-07.4 Unašeč 1
B051/0-08.3 Unašeč 2
B051/0-09.3 Unašeč 3
B051/0-10.3 Hřídel
B051/0-11.4 Satelit 1
B051/0-12.4 Satelit 2
B051/0-13.4 Satelit 3
B051/0-14.4 Čep 1
B051/0-15.4 Čep 2
B051/0-16.4 Čep 3
B051/0-17.4 Ložisko 1
B051/0-18.4 Ložisko 2
B051/0-19.4 Kroužek 1
B051/0-20.4 Kroužek 2
B051/0-21.4 Kroužek 3
B051/0-22.4 Kroužek 4
B051/0-23.4 Kroužek 5
B051/0-24.4 Kroužek 6
B051/0-25.4 Kroužek 7
B051/0-26.4 Kroužek 8

T SERIES

Technical data:**Technické parametre:**

Tab.2.1g: Rating table T series / Tabuľka menovitých parametrov T Série

Size Veľkosť	Reduction ratio Prevodový pomer	Rated output torque Menovitý výstupný krútiaci moment	Acceleration and braking torque Akceleračný a brzdný krútiaci moment	Rated input speed Menovitá vstupné otáčky	Cycle effective speed ⁹⁾ Efektívne otáčky cyklu ⁹⁾	Maximum allowable input speed ¹⁰⁾ Maximálne prípustné otáčky ¹⁰⁾	Tilting stiffness ¹⁾⁽⁵⁾ Klopná tuhosť ¹⁾⁽⁵⁾	Torsional stiffness ⁷⁾ Torzná tuhosť ⁷⁾	Average no-load starting torque ⁹⁾ Priemerný rozbehový moment ⁹⁾	Average back driving torque ⁹⁾ Priemerný spätný moment ⁹⁾
	i	T _R [Nm]	T _{max} [Nm]	n _R [rpm]	n _e [rpm]	n _{max} [rpm]	M _t [Nm/arcmin]	k _t [Nm/arcmin]	[Nm]	[Nm]
TS 60	35	37	74	2 000	3 000	4 000	27	3,5	0,08	3,8
	47					0,08			6	
	63					0,08			6,5	
	73					0,05			7	
TS 70	41	50	100	2 000	2 000	4 000	35	7	0,13	6
	57				2 500	5 000			0,10	7
	75				3 000	5 500			0,10	8
	87				4 000	0,10			9	
TS 80	37	78	156	2 000	3 000	5 000	62	9	0,22	11
	63					0,12			14	
	85					0,12			15	
	97					0,08			15	
TS 110	33	122	244	2 000	2 000	3 500	150	22	0,24	11
	67				2 500	3 900			0,20	16
	89				2 000	4 500			0,13	18
	119				2 500				0,10	23
TS 140	33	268	670	2 000	2 000	3 000	340	54	0,07	33
	57				3 200	0,44			19	
	87				2 500	4 500			0,36	26
	115								0,28	36
TS 170	33	495	1 237	2 000	1 500	3 000	705	102	0,22	58
	59				2 000	3 500			0,15	70
	83				2 500	4 000			0,12	75
	105								0,74	41
TS 200	33	890	2 225	2 000	1 500	3 000	1 070	178	0,68	59
	63				2 000	4 000			0,62	80
	125				2 200	4 500			0,56	95
	169				1 000	2 000			0,48	115
TS 240	37	1 620	4 050	1 500	1 200	2 500	1 800	340	0,30	118
	59				1 500	3 000			0,98	59
	87				1 500	3 500			0,92	77
	121				1 500	3 700			0,81	117
TS 300	37	2 940	7 350	1 500	1 100	2 500	3 500	680	0,49	156
	59				1 200	2 500			1,62	68
	87				1 300	3 000			1,45	95
	121				1 400	3 200			1,28	156
TS 300	153	2 940	7 350	1 500	1 500	3 500	3 500	680	1,13	167
	63				1 100	2 500			1,07	226
	95				1 300	3 000			1,68	-
	125				1 400	3 200			1,52	171
TS 300	191	2 940	7 350	1 500	1 500	3 500	3 500	680	1,28	201

RIGHT TO CHANGE WITHOUT PRIOR NOTICE RESERVED

- 1) Mean stiffness value. For further information see chapter Torsional stiffness, Tilting stiffness.
- 2) Load at output speed 15 [rpm].
- 3) Tilting moment M_{ti} value for Fw40, see chapter Tilting moment.
- 4) Axial force F_{ax} value for Mw40, see chapter Tilting moment.
- 5) Effective speed can be also higher for load motion bigger than 1 arcmin and for low values of oil viscosity. For load motion lower than 0,6 arcmin please consult effective speed at menu lecture.
- 6) Parameter depend on the version of bearing reducer.
- 7) Parameter depend on the version of bearing reducer, ratio and lost motion.
- 8) The values of parameters are informative. Exact value is depending on the concrete version of bearing reducer.
- 9) The lower temperature of bearing reducer than 20°C will cause higher no-load starting torque.
- 10) Depending on the duty cycle higher input speed may be still possible, please consult manufacturer.

PRÁVO NA ZMENY BEZ PREDCHÁDZAJÚCEHO UPOZORNENIA VYHRADENÉ

- 1) Stredná tuhosť hodnota. Ďalšie informácie sú uvedené v kapitole Torzná tuhosť, Klopná tuhosť.
- 2) Zaťaženie pri výstupnej rýchlosti 15 [ot./min].
- 3) Klopný moment M_{ti} hodnota pri Fw40, pozri kapitolu Klopný moment.
- 4) Axialná sila F_{ax} hodnota pri Mw40, Ak Mw40, pozri kapitolu Klopný moment.
- 5) Efektívna otáčka môže byť aj vyššia pri hodnote mŕtveho chodu, výsklu ako 1 arcmin a pri nižších hodnotách viskozity maziva. Pri hodnote mŕtveho chodu nižšej ako 0,6 arcmin prosím kontaktovať efektívne otáčky u výrobcu.
- 6) Parametre závislé od verzie ložiskového reduktora.
- 7) Parametre závislé od verzie ložiskového reduktora, prevodového pomeru a hodnoty mŕtveho chodu. Nižšie hodnoty amplitúdy sú možné na požiadanie.
- 8) Hodnoty parametrov sú informatívne. Presnú hodnotu určuje konkrétna prevodová verzia ložiskového reduktora.
- 9) Pri teplotách prevodovky nižších ako 20°C budú možno vyššie momenty výsklu.
- 10) Parametre závislé od zaťaženia a cyklu, výsklu vstupnej rýchlosti je možná, prosím konzultáciu u výrobcu.

Tab.2.1g: Continue / pokračovanie

Size Veľkosť	Reduction ratio Prevodový pomer	Max. lost motion Maximálny mŕtvý chod	Average angular transmission error 1/7) Priemerná chyba uhlového prenosu 1/7)	Hysteresis Hysterézia	Max. tilting moment 2/3) Maximálny klopný moment 2/3)	Rated radial force 2/4) Menovitá radiálna sila 2/4)	Max. axial force 2/4) Maximálna axiálna sila 2/4)	Input inertia 3) Vstupná inercia 3)	Weight 3) Hmotnosť 3)
	i	LM [arcmin]	ATE [arcsec]	H [arcmin]	M _{t max} [Nm]	F _{rN} [kN]	F _{a max} [kN]	I [10 ⁻⁴ kgm ²]	m [kg]
TS 60	35	<1,5	±36	<1,5	107	2.6	3.7	0.006	0.86
	47								
	63								
	73								
TS 70	41	<1,5	±36	<1,5	142	2.8	4.1	0.061	1.05
	57								
	75								
	87								
TS 80	37	<1,5	±36	<1,0	280	4.8	6.9	0.03	1.64
	63								
	85								
	97								
TS 110	33	<1,0	±20	<1,0	740	9.3	13.1	0.16	3.76
	67								
	89								
	119								
TS 140	135	<1,0	±20	<1,0	1 160	11.5	17.0	0.67	6.45
	33								
	57								
	87								
	115								
TS 170	139	<1,0	±20	<1,0	2 430	19.2	27.9	1.15	11.07
	175								
	33								
	59								
	83								
TS 200	105	<1,0	±18	<1,0	3 300	21.1	31.7	2.6	17.23
	125								
	169								
	37								
TS 240	59	<1,0	±18	<1,0	5 720	30.8	47.3	3.9	31.15
	87								
	121								
	153								
TS 300	63	<1,0	±18	<1,0	12 000	45.3	68.1	11.2	55.73
	95								
	125								
	191								

Important note:

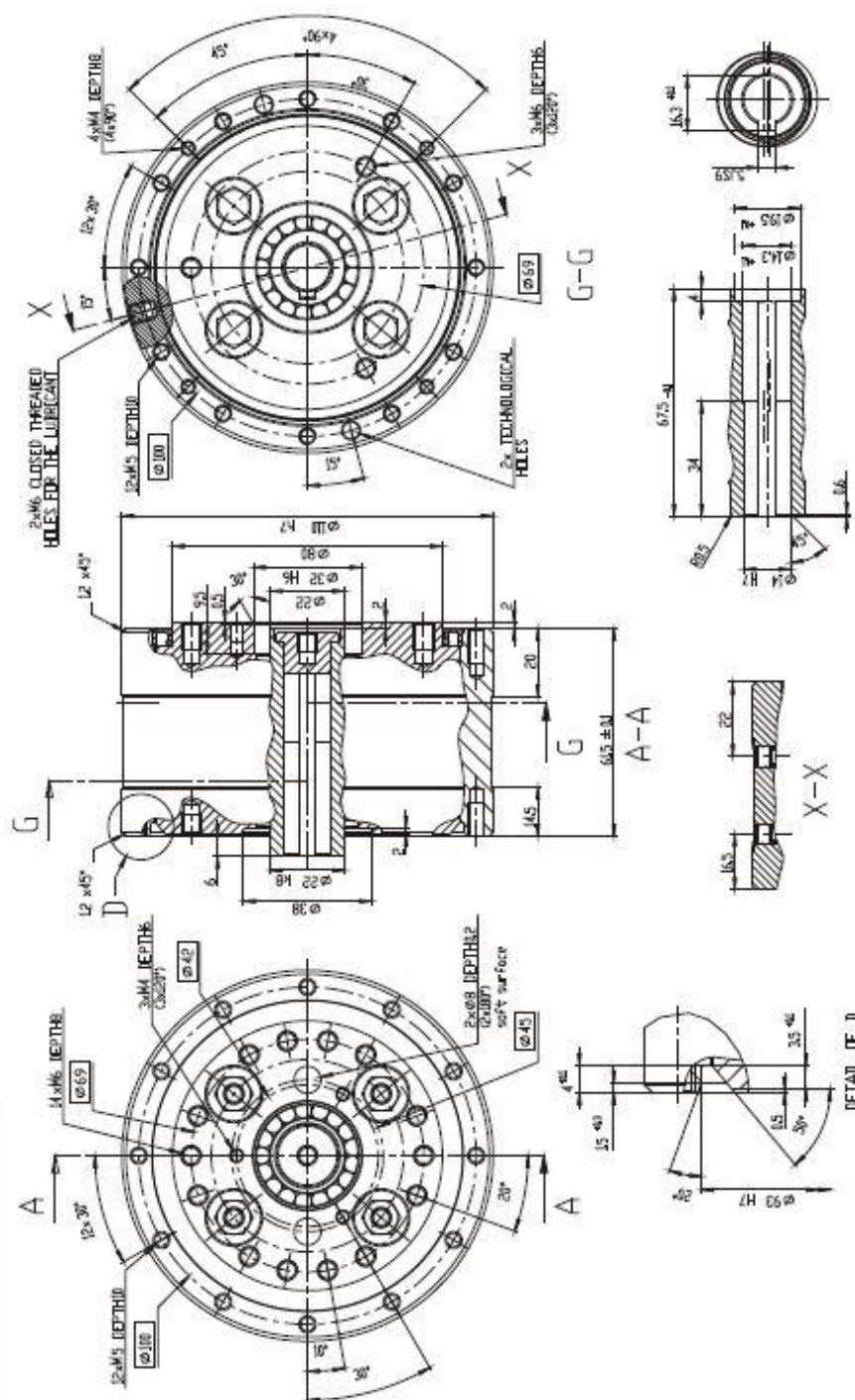
- Load values in tab. are valid for nominal life of $L_{10}=8000$ [hrs].
- Bearing reducers are preferred for continuous job (S3-S8), output speed in application is inverted-variable. Intermittent mode jobs (S1) is needed to consult at manufacturer.
- Dimensional pictures of T series bearing reducers are listed in catalogue without sealing.
- Sealing versions are described in chapter Assembly instructions.
- Please consult max speed in cycle with manufacturer.
- Values in tab. are respected for rated temperature.

Dôležité upozornenie:

- Hodnoty zaťaženia uvedené v tabuľke platia pri nominálnej životnosti $L_{10}=8000$ [hod].
- Ložiskové reduktory sú predpísané určené pre režim práce S3-S8, t.j. výstupná rýchlosť v aplikáciách je reverzno-premenlivá. Pre intermitentný režim práce S1 je nutné konzultovať u výrobcu.
- Rozmerné náčrty T série sú uvedené v katalógu bez utuženia.
- Spôsoby utuženia sú popísané v kapitole Návod na montáž.
- Maximálne otáčky v pracovnom cykle konzultujte s výrobcou.
- Hodnoty v tabuľke sa vzťahujú na menovitú teplotu.

SOLUTION FOR PRECISION

TwinSpin TS 110 - i - TB



Note:
1) Use only standardized components such as O-ring seal, bolts, washers, etc.
2) Right to change without prior notice reserved.

Produktbeschreibung CSG-2A Product Description CSG-2A



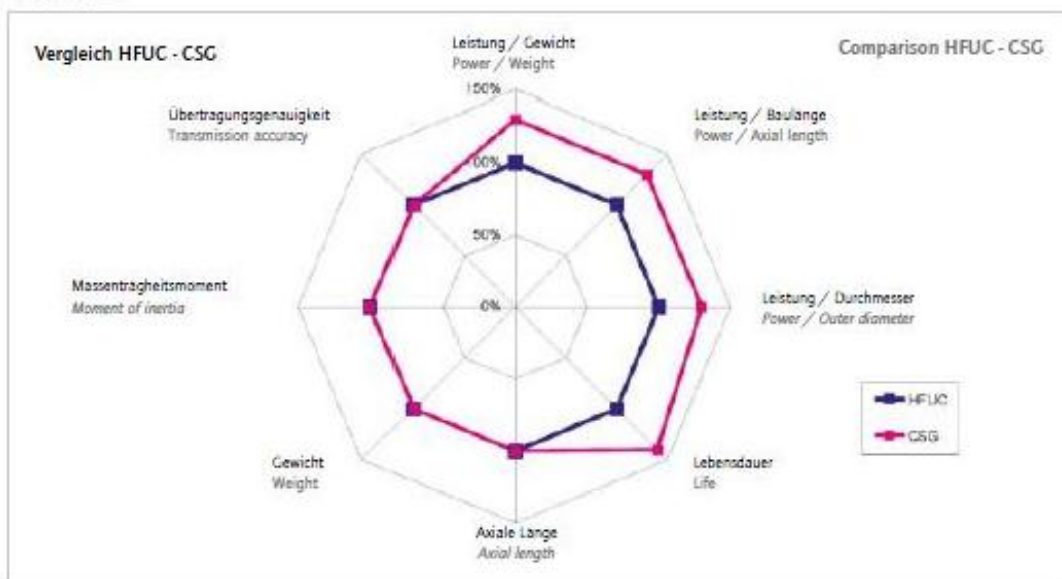
Einbausätze Baureihe CSG-2A

Die Harmonic Drive AG hat die bewährten HFUC Einbausätze weiterentwickelt. Durch die Optimierung der Flexspline und Circular Spline Verzahnung sowie des Wave Generator Kugellagers sind die Getriebe der Baureihe CSG-2A bei deutlich erhöhter Lebensdauer wesentlich stärker belastbar als vergleichbare HFUC Getriebe.

CSG-2A Series Component Sets

Harmonic Drive AG has achieved a major performance improvement for the HFUC series component sets. Optimisation of the Flexspline and Circular Spline teeth combined with a new Wave Generator bearing are the basis for a significant increase in torque capacity and rated operating life.

Abb./ Fig. 26.1



Bestellbezeichnungen Ordering Code

Tabelle / Table 27.1

Baureihe Series	Baugröße Size	Untersetzung ¹⁾ Ratio ¹⁾					Version Version		Sonderausführung Special design		
CSG	14	50	80	100			2A-R Einbausatz Component Set	Mit EKagrip®- Scheibe With EKagrip® gasket	Nach Kundenanforderung According to customer requirements		
	17	50	80	100	120						
	20	50	80	100	120	160	2A-GR Einbausatz Component Set				
	25	50	80	100	120	160					
	32	50	80	100	120	160					
	40	50	80	100	120	160					
	45	50	80	100	120	160					
	50		80	100	120	160					
	58		80	100	120	160					
	65		80	100	120	160					
Bestellbezeichnung Ordering Code											
CSG	–	25	–	100	–	2A-GR	–	E	–	SP	

Bemerkungen:

¹⁾ Die in der Tabelle aufgeführten Übersetzungsverhältnisse gelten für die Standard-An- und Abtriebsanordnung (CS fixiert, WG Antrieb, FS Abtrieb). Andere Anordnungen sind ebenfalls möglich. Die sich dann ergebenden Übersetzungsverhältnisse entnehmen Sie bitte dem Kapitel „Projektion“. Bitte geben Sie in Ihrer Bestellbezeichnung unabhängig von der Antriebsanordnung immer eine positive, geradzahlige Untersetzung an (z. B. 100).

Please note:

¹⁾ The ratios shown here are for a standard driving configuration with the circular spline fixed, the Wave Generator used for the input and the Flexspline attached to the output. Other configurations are possible. Please consult the chapter "Engineering Data". Please indicate a positive, even-numbered ratio in your ordering code (e.g. 100), unrelated to the configuration you use.



Technische Daten

Technical Data

Leistungsdaten

Rating Table

Tabelle / Table 28.1

CSG-2A Baugröße	Unter- setzung ¹⁾	Grenze für wiederholbares Spitzendrehmoment	Grenze für Durchschnitts- drehmoment	Nennndrehmoment bei Nenndrehzahl 2000 min ⁻¹	Grenze für Kollisions- drehmoment	Max. Antriebs- drehzahl [min ⁻¹]		Grenze für mittlere Antriebs- drehzahl [min ⁻¹]		Massen- trägheits- moment ²⁾	Gewicht
CSG-2A size	Ratio ¹⁾	Limit for repeated peak torque	Limit for average torque	Rated torque at rated speed 2000 rpm	Limit for momentary peak torque	Max. input speed [rpm]		Limit for average input speed [rpm]		Moment of inertia ²⁾	Weight
	i	T _R [Nm]	T _A [Nm]	T _N [Nm]	T _M [Nm]	Öl Oil Lub.	Fett ³⁾ Grease Lub. ³⁾	Öl Oil Lub.	Fett ³⁾ Grease Lub. ³⁾	[kgm ²]	[kg]
14	50	23	9	7	46	14000	3500	6500	3500	0,033×10 ⁻⁴	0,09
	80	30	14	10	61						
	100	36	14	10	70						
17	50	44	34	21	91	10000	7300	6500	3500	0,079×10 ⁻⁴	0,15
	80	56	35	29	113						
	100	70	51	31	143						
20	120	70	51	31	112	10000	6500	6500	3500	0,193×10 ⁻⁴	0,20
	50	73	44	33	127						
	80	96	61	44	165						
25	100	107	64	52	191	7500	5600	5600	3500	0,413×10 ⁻⁴	0,42
	120	113	64	52	191						
	160	120	64	52	191						
32	50	127	72	51	242	7000	4000	4600	3500	1,69×10 ⁻⁴	0,39
	80	178	113	82	332						
	100	204	140	87	369						
40	120	217	140	87	395	5600	4000	3600	3000	4,50×10 ⁻⁴	1,7
	160	229	140	87	400						
	50	281	140	99	497						
45	80	395	217	153	738	5000	3000	3300	3000	8,68×10 ⁻⁴	2,3
	100	433	281	178	841						
	120	459	281	178	892						
50	160	484	281	178	892	4500	3500	3000	2500	12,5×10 ⁻⁴	3,2
	50	523	255	178	892						
	80	675	369	260	1270						
53	100	738	484	345	1400	4000	3000	2700	2200	27,3×10 ⁻⁴	4,7
	120	802	586	382	1530						
	160	841	586	382	1530						
65	50	650	345	229	1235	3500	2800	2400	1900	46,8×10 ⁻⁴	6,7
	80	918	507	407	1651						
	100	982	650	459	2041						
	120	1070	806	523	2288	4500	3500	3000	2500	12,5×10 ⁻⁴	3,2
	160	1147	819	523	2403						
	80	1223	675	484	2410						
	100	1274	866	611	2678	4000	3000	2700	2200	27,3×10 ⁻⁴	4,7
	120	1404	1057	688	2678						
	160	1534	1096	688	3185						
	80	1924	1001	714	3185	3500	2800	2400	1900	46,8×10 ⁻⁴	6,7
	100	2067	1378	905	4134						
	120	2236	1547	969	4329						
	160	2392	1573	969	4459	4500	3500	3000	2500	12,5×10 ⁻⁴	3,2
	80	2743	1352	969	4036						
	100	2990	1976	1236	6175						
	120	3263	2041	1236	6175	3500	2800	2400	1900	46,8×10 ⁻⁴	6,7
	160	3419	2041	1236	6175						

Bemerkungen:

¹⁾ Diese Übersetzungen sind gültig für eine An- und Abtriebsanordnung gemäß Variante Nr. 1, s. S. 395. Bitte berücksichtigen Sie, dass sich die in der Tabelle genannten Übersetzungen je nach An- und Abtriebsanordnung ändern.

²⁾ Das angegebene Massenträgheitsmoment bezieht sich auf die Antriebsseite und gilt für einen Standard Wave Generator.

³⁾ Gültig bei Schmierung mit Harmonic Drive Fett SK-1A für die Baugrößen 20 bis 65 und SK-2 für die Baugrößen 14 und 17.

Please note:

¹⁾ The ratios refer to driving arrangements according to variant no.1, see page 395. Please note that the ratios quoted in the table may change depending on the driving arrangement.

²⁾ The moment of inertia refers to the input side and is valid for a standard Wave Generator.

³⁾ Applicable for Harmonic Drive grease SK-1A for sizes 20 to 65 or SK-2 for sizes 14 and 17.

Siehe „Erläuterungen zu Technischen Daten“ im Kapitel „Projektierung mit Harmonic Drive Getrieben“.

Please refer to the notes on "Understanding the technical data" in section "Engineering data for Harmonic Drive gears".

Technische Daten Technical Data

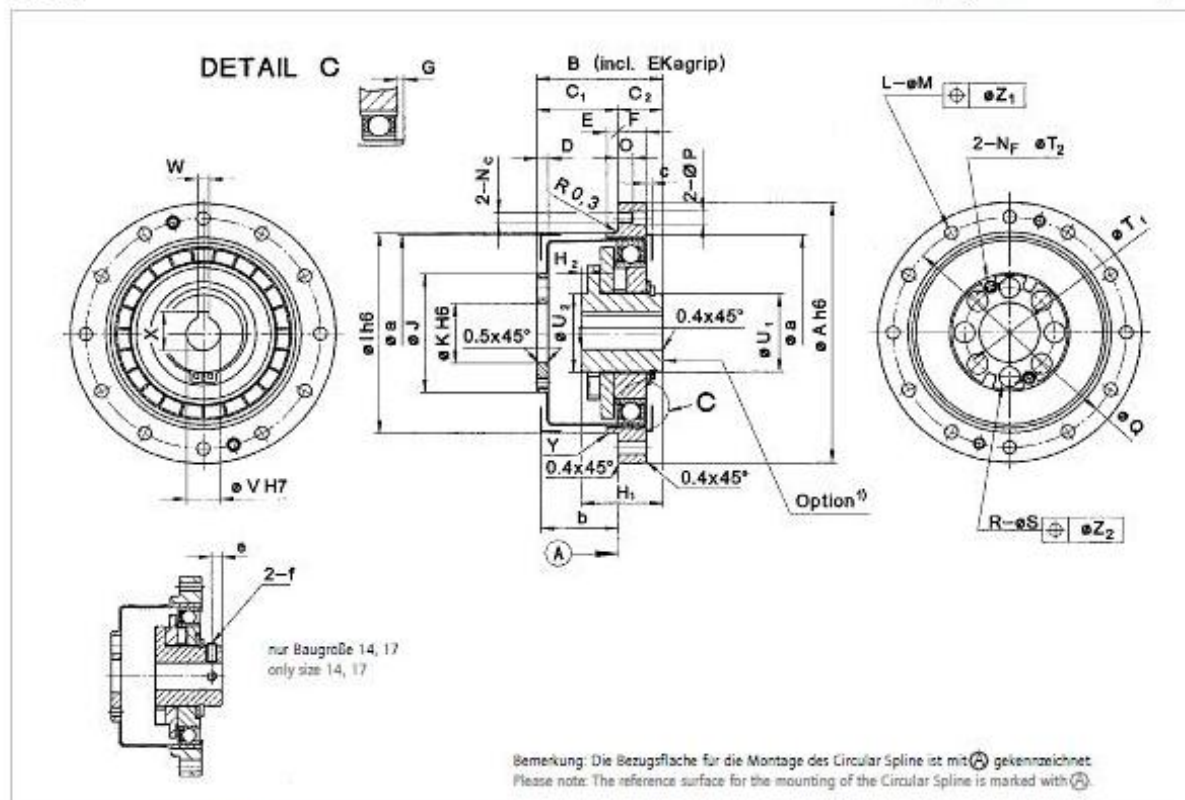
■ Abmessungen

■ Dimensions

CSG-2A

Abb. / Fig. 30.1

[mm]



¹⁾ Nabe ohne Passfedernut bzw. mit anderem Durchmesser siehe Kapitel „Projektion mit Harmonic Drive Getrieben/Modifikationen des Wave Generators“

¹⁾ Hub without feather key groove respectively with other diameter see chapter “Engineering Data for Harmonic Drive Gears/Wave Generator Modifications”

Maßstabgerechte CAD-Zeichnungen im 2D- und 3D-Format stellen wir Ihnen gerne auf Anfrage zur Verfügung. Sie können diese auch von unserer Website www.harmonicdrive.de herunterladen.

The appropriate CAD drawings as 2D or 3D files can be provided on request. They are also available for downloading from our website: www.harmonicdrive.de.

Wave Generator Details

Abb. / Fig. 30.2



CSG-14, 17, 65

Wave Generator Details

Abb. / Fig. 30.3



CSG-20_58

Technische Daten Technical Data

Tabelle / Table 31.1

[mm]

CSG-2A Baugröße / Size		14	17	20	25	32	40	45	50	58	65
$\varnothing A$ h6		50	60	70	85	110	135	155	170	195	215
Relative axiale Position von relative axial position of C5, F5, WG	B	20,6 ^{+0,4} _{-0,4}	32,6 ^{+0,4} _{-0,4}	33,6 ^{+0,4} _{-0,4}	37,1 ^{+0,5} _{-0,5}	44,1 ^{+0,6} _{-0,6}	53,1 ^{+0,6} _{-0,6}	58,6 ^{+0,6} _{-0,6}	64,1 ^{+0,6} _{-0,6}	75,6 ^{+0,6} _{-0,6}	83,1 ^{+0,6} _{-0,6}
	C1	17,5 ^{+0,4} _{-0,4}	20 ^{+0,5} _{-0,5}	21,5 ^{+0,5} _{-0,5}	24 ^{+0,5} _{-0,5}	26 ^{+0,5} _{-0,5}	34 ^{+0,6} _{-0,6}	38 ^{+0,6} _{-0,6}	41 ^{+0,6} _{-0,6}	48 ^{+0,6} _{-0,6}	52,5 ^{+0,6} _{-0,6}
	C2	11	12,5	12	13	16	19	20,5	23	27,5	30,5
D		2,4	3	3	3	3,2	4	4,5	5	5,8	6,5
E		2	2,5	3	3	3	4	4	4	5	5
F		6	6,5	7,5	10	14	17	19	22	25	29
G		1,4	1,6	1,5	3,5	4,2	5,6	6,3	7	8,2	9,5
H ₁ ⁺⁰ _{-0,1}		10,5	20,7	21,5	21,6	23,6	29,7	30,5	34,8	38,3	44,6
H ₂		0	0	0	0	0	0,4	0	0,8	0	2,2
$\varnothing I$ h6		38	48	54	67	90	110	124	135	156	177
$\varnothing J$		23	27,2	32	40	52	64	72	80	92,8	104
$\varnothing K$ H6		11	10	16	20	26	32	36	40	46	52
L		8	16	16	16	16	16	16	16	16	16
$\varnothing M$		3,5	3,5	3,5	4,5	5,5	6,6	9	9	11	11
N _c		M3	M3	M3	M4	M5	M6	M8	M8	M10	M10
N _r		M3	M3	M3	M4	M5	M6	M6	M8	M8	M8
O		6	6,5	4	6	7	9	12	13	15	15
$\varnothing P$		—	—	3,5	4,5	5,5	6,6	9	9	11	11
Q (Teilkreis) / (PCD)		44	54	62	75	100	120	140	150	175	195
R		6	6	8	8	8	8	8	8	8	8
$\varnothing S$		4,5	5,5	5,5	6,6	9	11	13,5	15,5	15,5	18
T ₁ (Teilkreis) / (PCD)		17	19	24	30	40	50	54	60	70	80
T ₂ (Teilkreis) / (PCD)		10,5	21,5	27	34	45	56	61	68	79	90
$\varnothing U_1$		14	18	21	26	26	32	32	32	40	48
$\varnothing U_2$		—	—	—	—	—	32	—	32	—	48
$\varnothing V$	Standard \varnothing H7	6	8	9	11	14	14	19	19	22	24
	Max. \varnothing	8	10	13	15	15	20	20	20	25	30
W JS 9		—	—	3	4	5	5	6	6	6	8
X		—	—	10,4 ^{+0,1}	12,8 ^{+0,1}	16,3 ^{+0,1}	16,3 ^{+0,1}	21,8 ^{+0,1}	21,8 ^{+0,1}	24,8 ^{+0,1}	27,3 ^{+0,1}
Y Fase / Chamfer		0,30	0,40	0,40	0,40	0,40	0,40	0,40	0,80	0,80	0,80
$\varnothing Z_1$		0,25	0,20	0,25	0,25	0,25	0,30	0,50	0,50	0,50	0,50
$\varnothing Z_2$		0,25	0,25	0,25	0,30	0,50	0,50	0,75	0,75	0,75	1,00
Minimaler Gehäuseabstand/ minimum housing dimensions	$\varnothing a$	38	45	53	66	86	106	119	133	154	172
	b	17,1	19	20,5	23	26,8	33	36,5	39	46,2	50
	c	1	1	1,5	1,5	1,5	2	2	2	2,5	2,5
e		2,5	3	—	—	—	—	—	—	—	—
F ISO 4026		M3x4	M3x6	—	—	—	—	—	—	—	—



Projektierung mit Harmonic Drive Getrieben Engineering Data for Harmonic Drive Gears

■ Wirkungsgradtabellen Units CPU-M, HFUC-2UH und CSG-2UH

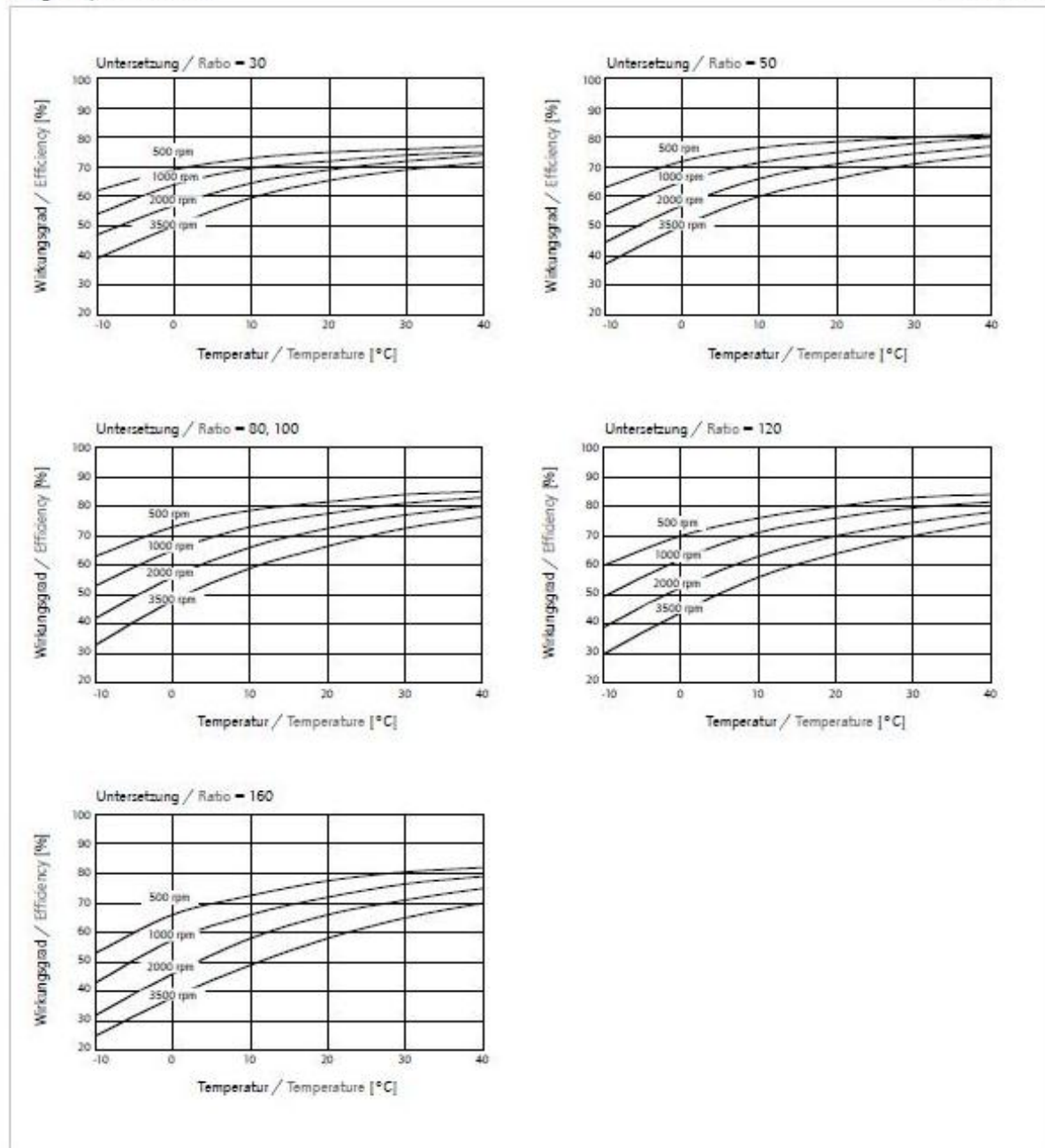
Harmonic Drive Schmierfett

■ Efficiency Tables CPU-M, HFUC-2UH and CSG-2UH Units

Harmonic Drive Grease

Baugröße / Sizes 17 - 90

Abb. / Fig. 428.1



Příloha 3:

Planetový převod

i Zkontrolujte řádek: 5.6; 5.13; Centrální kolo Satelit Korunové kolo

ii ☒ Informace o projektu

Autor ☐ Datum ☐ Číslo projektu ☐
 Kubeček Libor 8.5.2012 KTS-B051

Jméno souboru
 Planetový převod 1.xlsb

Název projektu ☐
 Planetový převod 1

Základní informace ☒
 Planetový převod: Beta=0; mn=0,8; b0=10; z0=9; z1=25; z2=-59; n0=10000; n1=1323,5; n2=0; P=0,36 [kW]

Poznámka ☐

Kapitola vstupních parametrů

1.0 ☒ Volba základních vstupních parametrů

1.1 Jednotky výpočtu SI Units (N, mm, kW...)

1.2 Typ převodu hnací/hnané (vstup/výstup) Centrální kolo => Unašeč

1.3 Přenášený výkon Pw [kW] 0,36 -0,36 0,00

1.4 Otáčky (centrální kolo, unašeč, korunové kolo) n 10000,00 1323,53 0,00 ☒ [1/min]

1.5 Požadované otáčky pro: Unašeč n 1162,00 845,77 ~ 2500

1.6 Krouticí moment (centrální kolo, unašeč, korunové kolo) Mk 0,34 -2,60 2,25 [Nm]

1.7 Otáčky (satelit vůči unašeči) n -3123,53 [1/min]

1.8 Převodový poměr z1/z0, z2/z1, (z2/z0) i 2,778 -2,360 (-6,556)

2.0 ☒ Volba materiálů, režimu zatížení, provozních a výrobních parametrů.

2.1 Označení materiálu podle normy : CSN

2.2 Materiál centrálního kola : Konstrukční ocel slitinová k cementaci 16S26 (Rm=1130)

2.3 Materiál satelitu : Konstrukční ocel slitinová k cementaci 16S26 (Rm=1130)

2.4 Materiál korunového kola : Konstrukční ocel slitinová k cementaci 16S26 (Rm=1130)

2.5 Typ zatížení převodovky od hnacího stroje A...Přímé

2.6 Typ zatížení převodovky od poháněného stroje A...Přímé

2.7 Typ uložení soukolí Oboustranně symetricky uložené soukolí - typ 1

2.8 Stupeň přesnosti - ISO1328 | Ra max | v max. 6.....(Ra max. = 1,6 / v max. = 15)

2.9 Požadovaná životnost Lh 20000 [h]

2.10 Koefficient bezpečnosti (dotyk/ohyb) SH / SF 1,10 1,30

2.11 Automatický návrh

3.0 ☐ Parametry profilu nástroje a zubu

4.0 ☒ Návrh modulu a geometrie ozubení

4.1 Počet satelitů 2 <= 3

4.2 Počet zubů - nastavení Optimal (25)

4.3 Počty zubů (centrální kolo, satelit, korunové kolo) z 9 25 -59

4.4 Otáčky (centrální kolo, unašeč, korunové kolo) n 10000,00 1323,53 0,00 [1/min]

4.5 Normální úhel záběru α 20,00 [°]

4.6 Úhel sklonu zubů β 0,00 [°]

4.7 Nastavení poměru šířky centrálního kola k průměru

4.8 Poměr šířky centrálního kola k jeho průměru ψd / max 1,12 < 1,6

4.9 Modul ozubení / normalizovaná hodnota mn 0,80 [mm]

4.10 Diametral Pitch (Circular Pitch) P 7,0000

4.11 Průměr roztečné kružnice d0/d1/d2 7,200 20,000 -47,200 [mm]

4.12 Doporučená šířka ozubení 3,9 - 11,5 [mm]

4.13 Šířka kola (centrální kolo, satelit, korunové kolo) b0/b1/b2 10,000 7,600 10,000 [mm]

4.14 Pracovní šířka ozubení bw 7,600 7,600 ☒ [mm]

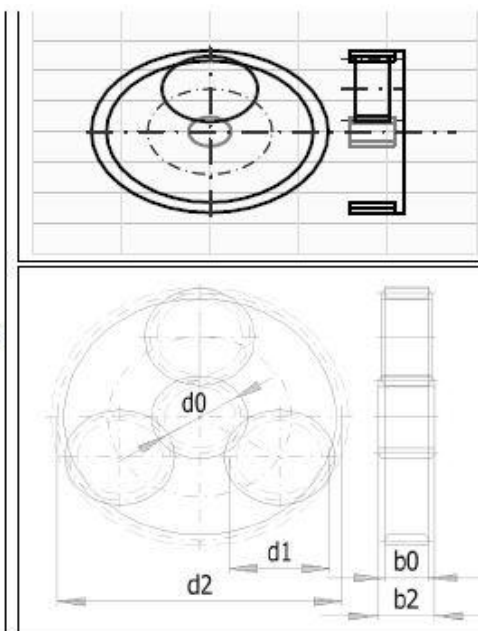
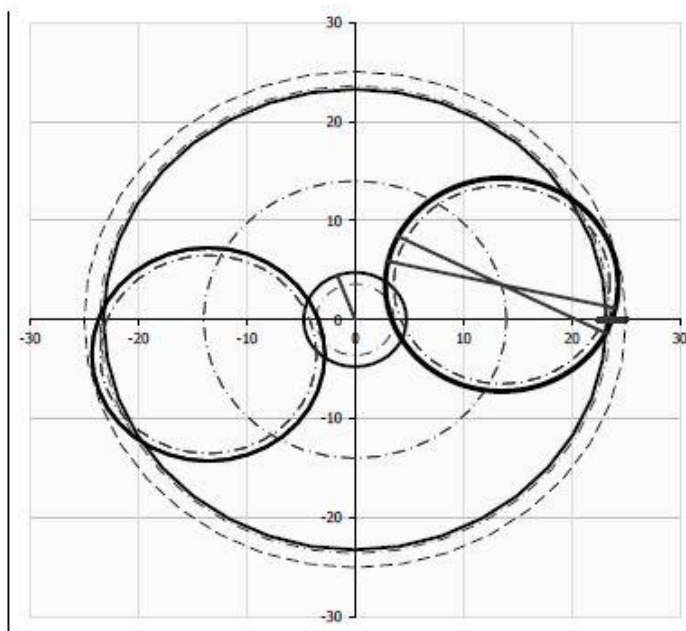
4.15 Poměr šířky kola k jeho průměru ψd 1,39 0,38 0,21

4.16 Pracovní vzdálenost os aw 14,000 -14,000 [mm]

4.17 Přibližná hmotnost soukolí (plné válce) m 0,004 0,037 0,035 [kg]

4.18 Minimální koefficient bezpečnosti SH / SF 1,92 7,02

4.19 Pohyb ozubených kol (krok a aktuální úhel) 10,00 110,00 [°]



4.20 Boční vůle v ozubení (normální)

4.21 - Doporučená min | max. hodnota

4.22 - Zvolená boční vůle

jn

0,0224	0,0898	[mm]
0,0000	0,0000	[mm]

5.0 ☒ Korigování ozubení (jednotkové posunutí)

5.1 Typy korekcí

5.2 - Přípustné podříznutí zubu (min. hodnota)

5.3 - Zabraňující podříznutí zubu (min. hodnota)

5.4 - Zabraňující zúžení zubu (min. hodnota)

5.5 Nastavení korekce satelitu

5.6 Hodnota korekce (centrální kolo, satelit, korunové kolo)

5.7 Součet korekcí - krajní hodnota

5.8 Součet korekcí (x_0+x_1 , x_1+x_2)

5.9 Osová vzdálenost (pracovní)

5.10 Požadovaná osová vzdálenost

5.11 Součinitel záběru v čelní rovině

5.12 Součinitel celkového záběru

5.13 Jednotková tloušťka zubu na hlavové kružnici

5.14 Velikost měrného skluzu na patě

5.15 Velikost měrného skluzu na hlavě

5.16 Velikost měrného skluzu na patě

5.17 Velikost měrného skluzu na hlavě

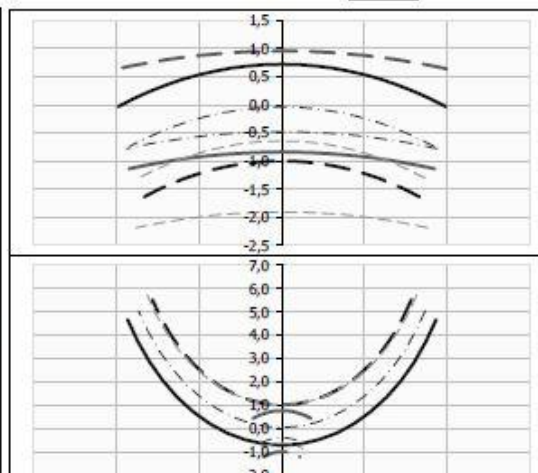
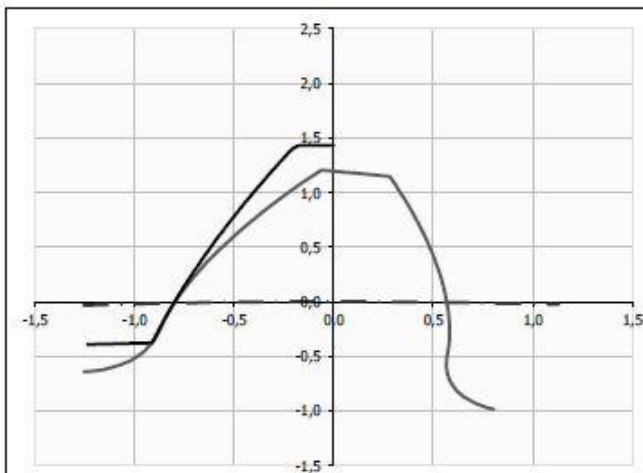
5.18 Součet všech měrných skluzů

5.19 Koeficient bezpečnosti na únavu v dotyku

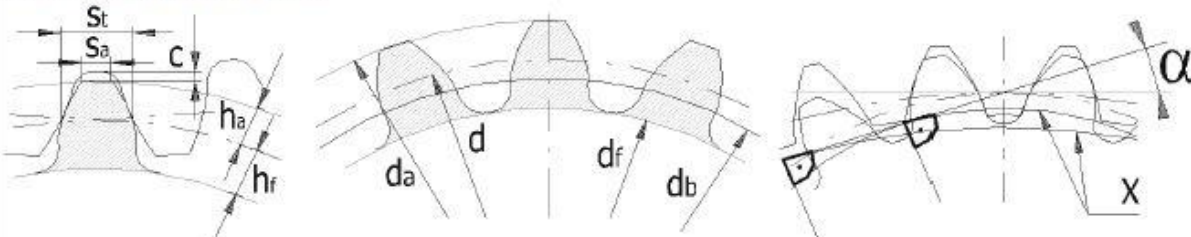
5.20 Koeficient bezpečnosti na únavu v ohybu

5.21 Zobrazení zubu a natočení nástroje pro :

x_0, x_1, x_2	0,667	-0,400	[modul]
Σx [modul]	1,111	-0,240	[modul]
Σx [modul]	0,871	-0,058	[modul]
a_w [mm]			
a_w [mm]	14,0000	-14,0000	
ϵ_α	1,2165	1,6971	
ϵ_γ	1,2165	1,6971	
sa^+	0,2422	0,8130	0,8134 [modul]
$\vartheta_{A0}/\vartheta_{E1}$	-2,9672	-2,9288	
$\vartheta_{E0}/\vartheta_{A1}$	0,7455	0,7479	
$\vartheta_{A1}/\vartheta_{E2}$		-1,3886	-0,1288
$\vartheta_{E1}/\vartheta_{A2}$		0,1141	0,5813
Sum[ϑ]	7,3893	2,2128	Sum = 9,6021
SH	1,92	2,25	5,47
SF	16,94	7,02	13,79
Korunové kolo			-7 [°]



Příloha 3:

6.0 <input checked="" type="checkbox"/> Základní rozměry ozubení				
				
6.1 Počty zubů (centrální kolo, satelit, korunové kolo)	z	9	25	-59
6.2 Šířka kola (centrální kolo, satelit, korunové kolo)	b	10,0000	7,6000	10,0000
6.3 Normální modul	mn	0,8000	0,8000	
6.4 Tečný modul	mt	0,8000	0,8000	
6.5 Normální rozteč	p	2,5133	2,5133	
6.6 Čelní rozteč	pt	2,5133	2,5133	
6.7 Základní rozteč	ptb	2,3617	2,3617	
6.8 Osová vzdálenost (roztečná)	a	13,6000	-13,6000	
6.9 Osová vzdálenost (výrobní)	av	14,0405	-14,0405	
6.10 Osová vzdálenost (pracovní)	aw	14,0000	-14,0000	
6.11 Úhel záběru	α	20,0000	20,0000	
6.12 Čelní úhel záběru	α_t	20,0000	20,0000	
6.13 Valivý úhel záběru normální	α_{wn}	24,0986	24,0986	
6.14 Valivý úhel záběru čelní	α_{wt}	24,0986	24,0986	
6.15 Úhel sklonu zubů	β	0,0000	0,0000	
6.16 Základní úhel sklonu	β_b	0,0000	0,0000	
6.17 Průměr hlavové kružnice	da	9,5200	21,5191	-46,4800
6.18 Průměr roztečné kružnice	d	7,2000	20,0000	-47,2000
6.19 Průměr základní kružnice	db	6,7658	18,7939	-44,3535
6.20 Průměr patní kružnice	df	6,0009	18,0800	-50,0666
6.21 Průměr valivé kružnice	dw	7,4118	20,5882	
6.22 Průměr valivé kružnice	dw		20,5882	-48,5882
6.23 Výška hlavy zubu	ha	1,1600	0,7595	0,3600
6.24 Výška paty zubu	hf	0,5995	0,9600	1,4805
6.25 Tloušťka zubu na hlavové kružnici	sna	0,1938	0,6504	0,6507
6.26 Tloušťka zubu na hlavové kružnici (tečná)	sta	0,1938	0,6504	0,6507
6.27 Tloušťka zubu na roztečné kružnici	sn	1,5482	1,2858	0,9069
6.28 Tloušťka zubu na roztečné kružnici (tečná)	st	1,5482	1,2858	0,9069
6.29 Tloušťka zubu patní kružnici	sb	1,3798	1,4318	2,2816
6.30 Jednotková tloušťka zubu na hlavové kružnici	sa*	0,2422	0,8130	0,8134
6.31 Jednotková hlavová vřle	ca*	0,2500	0,3 / 0,342	0,2500
6.32 Hlavová vřle	ca	0,2000	0,24 / 0,274	0,2000
6.33 Jednotkové přisunutí kol	ΔY	0,0506	-0,0506	
6.34 Součet korekcí	$\Sigma x_01/\Sigma x_{12}$	0,5506	-0,5506	
6.35 Hodnota korekce	x	0,5006	0,0500	-0,6006
7.0 <input checked="" type="checkbox"/> Doplnkové parametry ozubení				
7.1 Počet zubů	z	9	25	-59
7.2 Počet zubů porovnávacího kola	zn	9,000	25,000	-59,000
Minimální počet zubů kola:				
7.3 - Dovolující přípustné podřezání	zmin1	15	15	18
7.4 - Zabraňující podřezání zubu	zmin2	19	19	21
7.5 - Zabraňující zúžení zubu	zmin3	24	24	28
8.0 <input checked="" type="checkbox"/> Kvalitativní ukazatele ozubení				
8.1 Součinitel záběru v čelní rovině	ϵ_α	1,2165	1,6971	
8.2 Součinitel záběru v osové rovině	ϵ_β	0,0000	0,0000	
8.3 Součinitel celkového záběru	ϵ_γ	1,2165	1,6971	
8.4 Koefficient odlehčení kola	Cdi/df	0,00	0,62	1,00 <input checked="" type="checkbox"/>
8.5 Kritické otáčky	nE	235679,26	63429,35	
8.6 Kritické otáčky			36577,74	15499,04
8.7 Resonanční poměr	N	0,0368	0,0854	
8.8 Přibližná hmotnost soukolí (plné válce)	m	0,00	0,02	0,03
8.9 Ztráty v ozubení	ζ	1,16%	0,61%	
8.10 Ztráty (ozubení, ložiska, celkem)	ζ	0,006	0,000	0,006
8.11 Doporučená viskozita oleje	v50	383	383	<input checked="" type="checkbox"/>

Příloha 3:

9.0 ☒ Součinitele pro výpočet koeficientů bezpečnosti

Společné pro soukolí				
9.1	Tuhost páru zubů	c'	6,033	7,266
9.2	Záběrová tuhost ozubení	Cy	7,012	11,064
9.4	Součinitel vnějších dynamických sil	KA	1,000	
9.5	Součinitel vnitřních dynamických sil	KV	1,047	1,127
9.6	Počet cyklů	NK	2,08E+10	3,75E+09
Pro výpočet bezpečnosti na dotyk				
9.7	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení podél zubu	K _{Hβ}	1,171	1,074
9.8	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubu po obvodu	K _{Hα}	1,200	1,303
9.9	Celkový součinitel přidavného zatížení	KH	1,471	1,576
9.10	Součinitel mechanických vlastností	ZE	189,81	189,81
9.11	Součinitel tvaru	ZH	2,250	2,250
9.12	Součinitel sklonu zubu	Zbeta	1,000	1,000
9.13	Součinitel dotyku	Zeps	0,963	0,876
9.14	Součinitel tvrdosti	ZW	1,000	1,000
9.15	Součinitel maziva	ZL	1,201	1,201
9.16	Součinitel obvodové rychlosti	ZV	0,973	0,973
9.17	Součinitel drsnosti povrchu	ZR	0,911	0,911
9.18	Součinitel životnosti	ZN	0,850	0,850
9.19	Součinitel jednopárového záběru	ZB	1,167	1,298
	Součinitel jednopárového záběru	ZD	1,000	1,116
Pro výpočet bezpečnosti na ohyb				
9.20	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení podél zubu	K _{Fβ}	1,140	1,064
9.21	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubu po obvodu	K _{Fα}	1,332	2,089
9.22	Celkový součinitel přidavného zatížení	KF	1,590	2,505
9.23	Součinitel sklonu zubu	Ybeta	1,000	1,000
9.24	Součinitel vlivu záběru profilu	Yeps	0,867	0,692
9.25	Součinitel vrubové citlivosti	Ydelta	1,003	0,997
9.26	Součinitel vlivu velikosti	YX	1,000	1,000
9.27	Součinitel jakosti povrchu přechodové plochy	YR	0,969	0,969
9.28	Koeficient střídavého zatížení	YA	1,000	0,700
9.29	Součinitel technologie výroby	YT	1,000	1,000
9.30	Součinitel životnosti	YN	0,850	0,850
9.31	Součinitel korekce napětí	YST	1,000	
9.32	Součinitel tvaru zubu (ohyb)	YFa	2,605	2,753
9.33	Součinitel koncentrace napětí	YSa	1,734	1,663
9.34	Součinitel tvaru zubu a koncentrace napětí	YFS	4,518	4,578

10.0 ☒ Napětí a koeficienty bezpečnosti

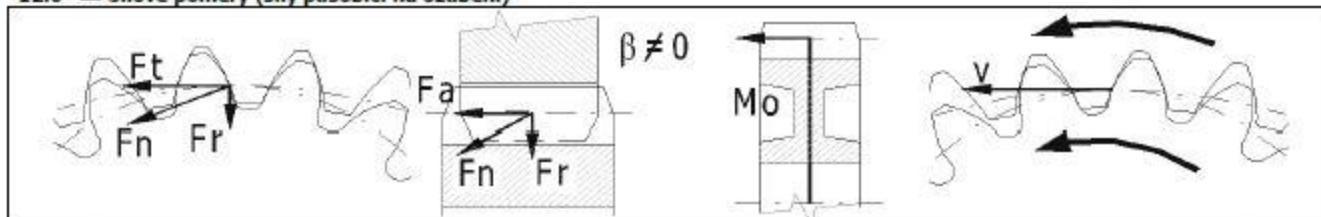
10.1	Na únavu v dotyku	SH (S-P)	1,92	2,25	
10.2	Na únavu v dotyku	SH (P-R)		4,71	5,47
10.3	Na únavu v ohybu	SF (S-P)	16,94	8,84	
10.4	Na únavu v ohybu	SF (P-R)		7,02	13,79
10.5	Jmenovité napětí v dotyku	SigmaH0	441,75	156,94	[MPa]
10.6	Výpočtové napětí v dotyku	SigmaH	625,37	535,75	[MPa]
10.7	Výpočtové napětí v dotyku			255,73	219,90
10.8	Mez únavy v dotyku	SigmaHG	1203,27	1203,27	[MPa]
10.9	Mez únavy v dotyku			1203,27	1203,27
10.10	Dovolené napětí v dotyku	SigmaHP	1093,88	1093,88	[MPa]
10.11	Dovolené napětí v dotyku			1093,88	1093,88
10.12	Jmenovité napětí v ohybu v patě zubu	SigmaF0	22,70	30,27	[MPa]
10.13	Jmenovité napětí v ohybu v patě zubu			24,17	18,44
10.14	Výpočtové napětí v ohybu v patě zubu	SigmaF	36,08	48,11	[MPa]
10.15	Výpočtové napětí v ohybu v patě zubu			60,54	46,20
10.16	Mez únavy v ohybu	SigmaFG	611,28	425,22	[MPa]
10.17	Mez únavy v ohybu			425,22	636,91
10.18	Dovolené napětí v ohybu	SigmaFP	470,21	327,09	[MPa]
10.19	Dovolené napětí v ohybu			327,09	489,93

11.0 ☒ Kontrolní rozměry ozubení

11.1	Počet zubů přes které se měří	zw	2	4	6
11.2	Počet zubů přes které se měří	zw	2	4	6
11.3	Rozměr přes zuby	W	3,9173	8,5734	13,9791
11.4	Průměr válečku/kuličky	dt	1,4000	1,4000	1,4000
11.5	Průměr válečku/kuličky	dt	1,4000	1,4000	1,4000
11.6	Rozměr přes válečky/kuličky	M	9,5159	22,0082	46,0957

Příloha 3:

12.0 ☒ Silové poměry (sily působící na ozubení)



12.1	Obvodová síla	Ft	46,39	-46,39	[N]	
12.2	Normální síla	Fn	50,81	50,81	[N]	
12.3	Axiální síla	Fa	0,00	0,00	0,00	[N]
12.4	Radiální síla	Fr	20,75	-20,75	[N]	
12.5	Síla unašeč -> satelit	Fc-p	92,77		[N]	
12.6	Odstředivá síla na satelit	Fc	2,70		[N]	
12.7	Radiální síla na ložisko v satelitu	Fb	92,81		[N]	
12.8	Jmenovitý krouticí moment	Mk	0,17	0,46	1,13	[Nm]
12.9	Jmenovité otáčky	n	8676,5	-3123,5	1323,5	[1/min]
12.10	Ohybový moment (satelit)	Mo	0,00	0,00	0,00	[Nm]
12.11	Obvodová rychlost na roztečné kružnici	v vmax	3,271	< 15		[m/s]
12.12	Šířkové zatížení	wt	6,103	6,10		[N/mm]
12.13	Měrné zatížení	wt*	7,63	7,63		[MPa]

13.0 ☒ Parametry zvoleného materiálu

13.1	Hustota	Ro	7870,00	7870,00	7870,00	[kg/m^3]
13.2	Modul pružnosti (tah, tlak)	E	206,00	206,00	206,00	[GPa]
13.3	Mez pevnosti v tahu	Rm	1130,00	1130,00	1130,00	[MPa]
13.4	Mez kluzu v tahu	Rp0.2	885,00	885,00	885,00	[MPa]
13.5	Poissonova konst.		0,30	0,30	0,30	
13.6	Mez únavy v dotyku	SHlim	1330,00	1330,00	1330,00	[MPa]
13.7	Mez únavy v ohybu	SFlim	740,00	740,00	740,00	[MPa]
13.8	Tvrdost zubu na boku	VHV	680	680	680	[HV]
13.9	Tvrdost zubu v jádře	JHV	360	360	360	[HV]
13.10	Bázový počet zatěžovacích cyklů v dotyku	NHlim	1,00E+08	1,00E+08	1,00E+08	
13.11	Exponent Wohlerovy křivky pro dotyk	qH	10	10	10	
13.12	Bázový počet zatěžovacích cyklů v ohybu	NFlim	3,00E+06	3,00E+06	3,00E+06	
13.13	Exponent Wohlerovy křivky pro ohyb	qF	9	9	9	

Kapitola doplňků

14.0 ☐ Návrh přesného převodového poměru

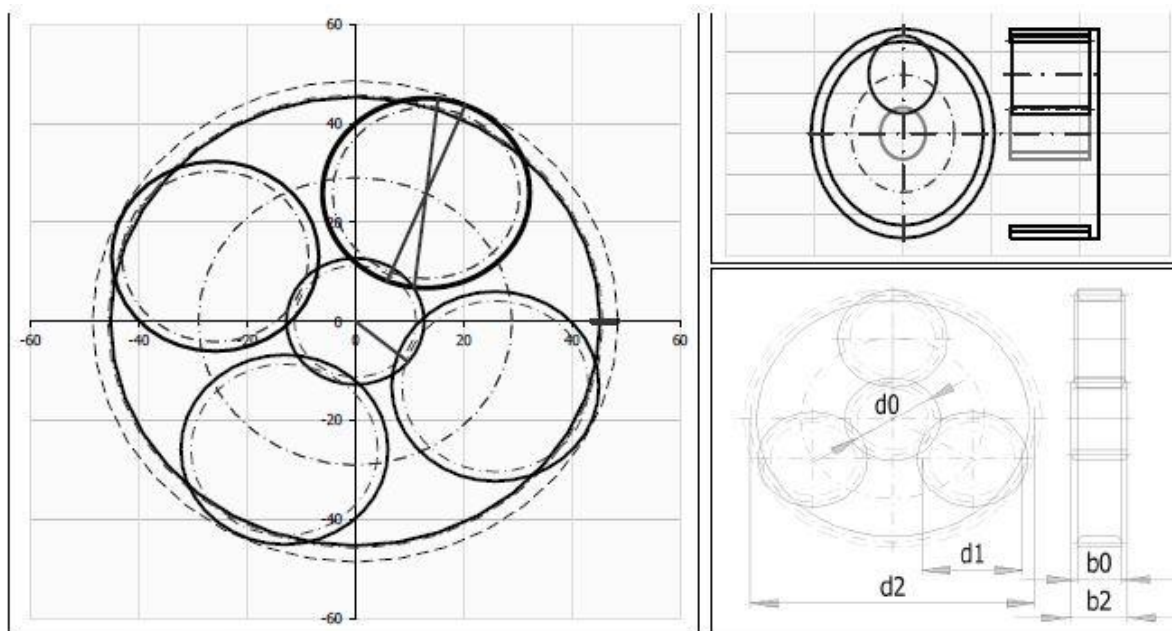
15.0 ☐ Předběžný návrh průměru hřídelí (ocel)

16.0 ☐ Přibližný výpočet modulu existujícího kola

17.0 ☐ Grafický výstup, CAD systémy

Příloha 4:

Planetový převod																																																																									
i Zkontrolujte řádek: 4.15;	Centrální kolo	Satelit	Korunové kolo																																																																						
ii <input checked="" type="checkbox"/> Informace o projektu																																																																									
Autor Kubeček Libor	<input type="checkbox"/> Datum 14.5.2012	<input checked="" type="checkbox"/> Číslo projektu KTS-B051																																																																							
Jméno souboru Planetový převod 2.xlsb																																																																									
Název projektu Planetový převod 2																																																																									
Základní informace Planetový převod: Beta=0; mn=1,5; b0=45; z0=15; z1=23; z2=-61; n0=8,4; n1=1,7; n2=0; P=0,36 [kW]																																																																									
Poznámka																																																																									
? Kapitola vstupních parametrů																																																																									
1.0 <input checked="" type="checkbox"/> Volba základních vstupních parametrů																																																																									
1.1 Jednotky výpočtu 1.2 Typ převodu hnací/hnané (vstup/výstup) 1.3 Přenášený výkon 1.4 Otáčky (centrální kolo, unašeč, korunové kolo) 1.5 Požadované otáčky pro: Unašeč 1.6 Krouticí moment (centrální kolo, unašeč, korunové kolo) 1.7 Otáčky (satelit vůči unašeči) 1.8 Převodový poměr z1/z0, z2/z1, (z2/z0)	SI Units (N, mm, kW...) Centrální kolo => Unašeč Pw [kW] n n Mk n i	<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="width: 33.33%; text-align: center;">0,36</td> <td style="width: 33.33%; text-align: center;">-0,36</td> <td style="width: 33.33%; text-align: center;">0,00</td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">8,40</td> <td style="text-align: center;">1,66</td> <td style="text-align: center;">0,00</td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">1,30</td> <td style="text-align: center;">0,71</td> <td style="text-align: center;">~ 2,1</td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">409,29</td> <td style="text-align: center;">-2073,71</td> <td style="text-align: center;">1664,43</td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">-</td> <td style="text-align: center;">-4,40</td> <td style="text-align: center;">-</td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">1,533</td> <td style="text-align: center;">-2,652</td> <td style="text-align: center;">(-4,067)</td> </tr> </table>		0,36	-0,36	0,00	8,40	1,66	0,00	1,30	0,71	~ 2,1	409,29	-2073,71	1664,43	-	-4,40	-	1,533	-2,652	(-4,067)																																																				
0,36	-0,36	0,00																																																																							
8,40	1,66	0,00																																																																							
1,30	0,71	~ 2,1																																																																							
409,29	-2073,71	1664,43																																																																							
-	-4,40	-																																																																							
1,533	-2,652	(-4,067)																																																																							
2.0 <input checked="" type="checkbox"/> Volba materiálů, režimu zatížení, provozních a výrobních parametrů.																																																																									
2.1 Označení materiálu podle normy : 2.2 Materiál centrálního kola : 2.3 Materiál satelitu : 2.4 Materiál korunového kola : 2.5 Typ zatížení převodovky od hnacího stroje 2.6 Typ zatížení převodovky od poháněného stroje 2.7 Typ uložení soukolí 2.8 Stupeň přesnosti - ISO1328 Ra max v max. 2.9 Požadovaná životnost 2.10 Koefficient bezpečnosti (dotyk/ohyb) 2.11 Automatický návrh	<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="width: 100%;">CSN</td> </tr> <tr> <td>Konstrukční ocel slitinová k cementaci 16526 (Rm=1130)</td> </tr> <tr> <td>Konstrukční ocel slitinová k cementaci 16526 (Rm=1130)</td> </tr> <tr> <td>Konstrukční ocel slitinová k cementaci 16526 (Rm=1130)</td> </tr> <tr> <td>A...Plynulé</td> </tr> <tr> <td>A...Plynulé</td> </tr> <tr> <td>Oboustranně symetricky uložené soukolí - typ 1</td> </tr> <tr> <td>5.....(Ra max.= 0,8 / v max.= 35)</td> </tr> <tr> <td>Lh</td> </tr> <tr> <td>SH / SF</td> </tr> </table>			CSN	Konstrukční ocel slitinová k cementaci 16526 (Rm=1130)	Konstrukční ocel slitinová k cementaci 16526 (Rm=1130)	Konstrukční ocel slitinová k cementaci 16526 (Rm=1130)	A...Plynulé	A...Plynulé	Oboustranně symetricky uložené soukolí - typ 1	5.....(Ra max.= 0,8 / v max.= 35)	Lh	SH / SF																																																												
CSN																																																																									
Konstrukční ocel slitinová k cementaci 16526 (Rm=1130)																																																																									
Konstrukční ocel slitinová k cementaci 16526 (Rm=1130)																																																																									
Konstrukční ocel slitinová k cementaci 16526 (Rm=1130)																																																																									
A...Plynulé																																																																									
A...Plynulé																																																																									
Oboustranně symetricky uložené soukolí - typ 1																																																																									
5.....(Ra max.= 0,8 / v max.= 35)																																																																									
Lh																																																																									
SH / SF																																																																									
3.0 <input type="checkbox"/> Parametry profilu nástroje a zubu																																																																									
4.0 <input checked="" type="checkbox"/> Návrh modulu a geometrie ozubení																																																																									
4.1 Počet satelitů 4.2 Počet zubů - nastavení 4.3 Počty zubů (centrální kolo, satelit, korunové kolo) 4.4 Otáčky (centrální kolo, unašeč, korunové kolo) 4.5 Normální úhel záběru 4.6 Úhel sklonu zubů 4.7 Nastavení poměru šířky centrálního kola k průměru 4.8 Poměr šířky centrálního kola k jeho průměru 4.9 Modul ozubení / normalizovaná hodnota 4.10 Diametral Pitch (Circular Pitch) 4.11 Průměr roztečné kružnice 4.12 Doporučená šířka ozubení 4.13 Šířka kola (centrální kolo, satelit, korunové kolo) 4.14 Pracovní šířka ozubení 4.15 Poměr šířky kola k jeho průměru 4.16 Pracovní vzdálenost os 4.17 Přibližná hmotnost soukolí (plné válce) 4.18 Minimální koefficient bezpečnosti 4.19 Pohyb ozubených kol (krok a aktuální úhel)	<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="width: 33.33%; text-align: center;">4</td> <td style="width: 33.33%; text-align: center;"><= 4</td> <td style="width: 33.33%; text-align: center;">4</td> </tr> <tr> <td colspan="3" style="text-align: center;">Optimal (23)</td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">z</td> <td style="text-align: center;">15</td> <td style="text-align: center;">23</td> <td style="text-align: center;">-61</td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">n</td> <td style="text-align: center;">8,40</td> <td style="text-align: center;">1,66</td> <td style="text-align: center;">0,00</td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">alpha</td> <td colspan="3" style="text-align: center;">20,00</td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">beta</td> <td colspan="3" style="text-align: center;">0,00</td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">Psi_d / max</td> <td style="text-align: center;">1,60</td> <td colspan="2" style="text-align: center;">< 1,6</td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">mn</td> <td colspan="3" style="text-align: center;">1,50</td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">p</td> <td colspan="3" style="text-align: center;">7,0000</td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">d0/d1/d2</td> <td style="text-align: center;">22,500</td> <td style="text-align: center;">34,500</td> <td style="text-align: center;">-91,500</td> </tr> <tr> <td></td> <td colspan="3" style="text-align: center;">12,2 - 36</td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">b0/b1/b2</td> <td style="text-align: center;">45,000</td> <td style="text-align: center;">44,400</td> <td style="text-align: center;">45,000</td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">bw</td> <td style="text-align: center;">44,400</td> <td style="text-align: center;">44,400</td> <td style="text-align: center;">-</td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">Psi_d</td> <td style="text-align: center;">2,00</td> <td style="text-align: center;">1,29</td> <td style="text-align: center;">0,49</td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">aw</td> <td style="text-align: center;">29,000</td> <td style="text-align: center;">-29,000</td> <td style="text-align: center;">-</td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">m</td> <td style="text-align: center;">0,137</td> <td style="text-align: center;">1,346</td> <td style="text-align: center;">0,556</td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">SH / SF</td> <td style="text-align: center;">1,05</td> <td style="text-align: center;">1,08</td> <td style="text-align: center;">-</td> </tr> <tr> <td></td> <td style="text-align: center;">10,00</td> <td style="text-align: center;">320,00</td> <td style="text-align: center;">-</td> </tr> </table>			4	<= 4	4	Optimal (23)			z	15	23	-61	n	8,40	1,66	0,00	alpha	20,00			beta	0,00			Psi_d / max	1,60	< 1,6		mn	1,50			p	7,0000			d0/d1/d2	22,500	34,500	-91,500		12,2 - 36			b0/b1/b2	45,000	44,400	45,000	bw	44,400	44,400	-	Psi_d	2,00	1,29	0,49	aw	29,000	-29,000	-	m	0,137	1,346	0,556	SH / SF	1,05	1,08	-		10,00	320,00	-
4	<= 4	4																																																																							
Optimal (23)																																																																									
z	15	23	-61																																																																						
n	8,40	1,66	0,00																																																																						
alpha	20,00																																																																								
beta	0,00																																																																								
Psi_d / max	1,60	< 1,6																																																																							
mn	1,50																																																																								
p	7,0000																																																																								
d0/d1/d2	22,500	34,500	-91,500																																																																						
	12,2 - 36																																																																								
b0/b1/b2	45,000	44,400	45,000																																																																						
bw	44,400	44,400	-																																																																						
Psi_d	2,00	1,29	0,49																																																																						
aw	29,000	-29,000	-																																																																						
m	0,137	1,346	0,556																																																																						
SH / SF	1,05	1,08	-																																																																						
	10,00	320,00	-																																																																						



4.20 Boční vůle v ozubení (normální)

4.21 - Doporučená min | max. hodnota

4.22 - Zvolená boční vůle

jn

0,0323	0,1292	[mm]
0,0000	0,0000	[mm]

5.0 ☒ Korigování ozubení (jednotkové posunutí)

5.1 Typy korekcí

5.2 - Přípustné podříznutí zubu (min. hodnota)

5.3 - Zabraňující podříznutí zubu (min. hodnota)

5.4 - Zabraňující zúžení zubu (min. hodnota)

5.5 Nastavení korekce satelitu

5.6 Hodnota korekce (centrální kolo, satelit, korunné kolo)

5.7 Součet korekcí - krajní hodnota

5.8 Součet korekcí (x_0+x_1 , x_1+x_2)

5.9 Osová vzdálenost (pracovní)

5.10 Požadovaná osová vzdálenost

5.11 Součinitel záběru v čelní rovině

5.12 Součinitel celkového záběru

5.13 Jednotková tloušťka zubu na hlavové kružnici

5.14 Velikost měrného skluzu na patě

5.15 Velikost měrného skluzu na hlavě

5.16 Velikost měrného skluzu na patě

5.17 Velikost měrného skluzu na hlavě

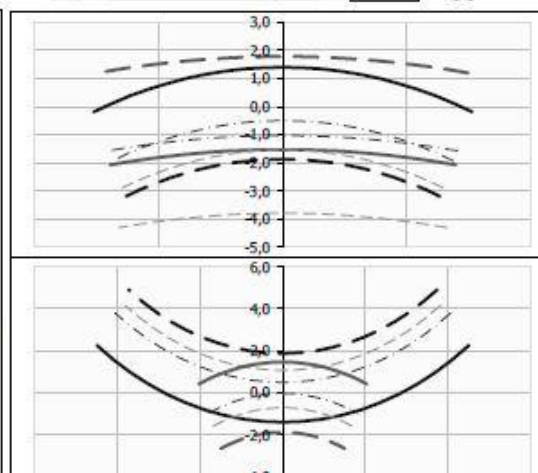
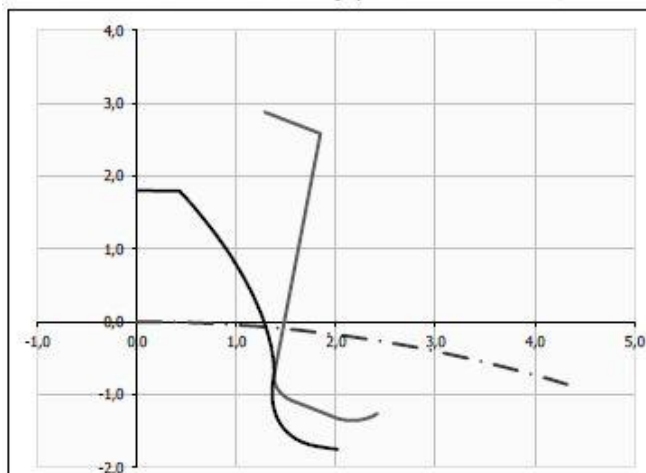
5.18 Součet všech měrných skluzů

5.19 Koeficient bezpečnosti na únavu v dotyku

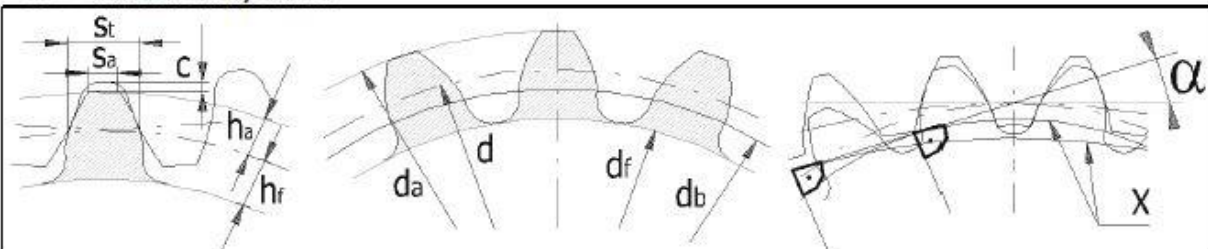
5.20 Koeficient bezpečnosti na únavu v ohybu

5.21 Zobrazení zubu a natočení nástroje pro :

	0,000	-0,348	[modul]
	0,267	-0,174	[modul]
	0,523	0,058	[modul]
			x1min
x0,x1,x2	0,0201	0,3340	-0,6882
			>-1,1727
Σx [modul]		>-0,778	<0,778
Σx [modul]		0,3542	-0,3542
aw [mm]		29,0000	-29,0000
aw [mm]	29,0000		27 ~ 30
εα		1,3973	1,6236
εγ		1,3973	1,6236
sa*	0,6739	0,6740	0,8289
			[modul]
9A0/9E1	-6,0803	-1,7322	
9E0/9A1	0,6340	0,8588	
9A1/9E2		-0,7766	-0,2677
9E1/9A2		0,2112	0,4371
Sum 9		9,3053	1,6926
			Sum = 10,9979
SH	1,05	1,27	2,85
SF	1,08	1,08	1,95
Centrální kolo			28
			[°]



Příloha 4:

6.0 <input checked="" type="checkbox"/> Základní rozměry ozubení				
				
6.1 Počty zubů (centrální kolo, satelit, korunové kolo)	z	15	23	-61
6.2 Šířka kola (centrální kolo, satelit, korunové kolo)	b	45,0000	44,4000	45,0000
6.3 Normální modul	mn	1,5000	1,5000	
6.4 Tečný modul	mt	1,5000	1,5000	
6.5 Normální rozteč	p	4,7124	4,7124	
6.6 Čelní rozteč	pt	4,7124	4,7124	
6.7 Základní rozteč	ptb	4,4282	4,4282	
6.8 Osová vzdálenost (roztečná)	a	28,5000	-28,5000	
6.9 Osová vzdálenost (výrobní)	av	29,0313	-29,0313	
6.10 Osová vzdálenost (pracovní)	aw	29,0000	-29,0000	
6.11 Úhel záběru	α	20,0000	20,0000	
6.12 Čelní úhel záběru	α_t	20,0000	20,0000	
6.13 Valivý úhel záběru normální	α_{wn}	22,5581	22,5581	
6.14 Valivý úhel záběru čelní	α_{wt}	22,5581	22,5581	
6.15 Úhel sklonu zubů	β	0,0000	0,0000	
6.16 Základní úhel sklonu	β_b	0,0000	0,0000	
6.17 Průměr hlavové kružnice	da	25,4979	38,2896	-90,5021
6.18 Průměr roztečné kružnice	d	22,5000	34,5000	-91,5000
6.19 Průměr základní kružnice	db	21,1431	32,4194	-85,9819
6.20 Průměr patní kružnice	df	18,8104	31,7521	-97,1081
6.21 Průměr valivé kružnice	dw	22,8947	35,1053	
6.22 Průměr valivé kružnice	dw		35,1053	-93,1053
6.23 Výška hlavy zubu	ha	1,4990	1,8948	0,4990
6.24 Výška paty zubu	hf	1,8448	1,3740	2,9073
6.25 Tloušťka zubu na hlavové kružnici	sna	1,0108	1,0110	1,2434
6.26 Tloušťka zubu na hlavové kružnici (tečná)	sta	1,0108	1,0110	1,2434
6.27 Tloušťka zubu na roztečné kružnici	sn	2,3782	2,7209	1,6048
6.28 Tloušťka zubu na roztečné kružnici (tečná)	st	2,3782	2,7209	1,6048
6.29 Tloušťka zubu patní kružnici	sb	2,2686	2,9774	4,2894
6.30 Jednotková tloušťka zubu na hlavové kružnici	sa*	0,6739	0,6740	0,8289
6.31 Jednotková hlavová vřle	ca*	0,2500	0,3 / 0,273	0,2500
6.32 Hlavová vřle	ca	0,3750	0,45 / 0,409	0,3750
6.33 Jednotkové přisunutí kol	ΔY	0,0208	-0,0208	
6.34 Součet korekcí	$\Sigma x_01 / \Sigma x_{12}$	0,3542	-0,3542	
6.35 Hodnota korekce	x	0,0201	0,3340	-0,6882
7.0 <input checked="" type="checkbox"/> Doplnkové parametry ozubení				
7.1 Počet zubů	z	15	23	-61
7.2 Počet zubů porovnávacího kola	zn	15,000	23,000	-61,000
Minimální počet zubů kola:				
7.3 - Dovolující přípustné podřezání	zmin1	15	15	18
7.4 - Zabraňující podřezání zubu	zmin2	19	19	21
7.5 - Zabraňující zúžení zubu	zmin3	24	24	28
8.0 <input checked="" type="checkbox"/> Kvalitativní ukazatele ozubení				
8.1 Součinitel záběru v čelní rovině	ε_α	1,3973	1,6236	
8.2 Součinitel záběru v osově rovině	ε_β	0,0000	0,0000	
8.3 Součinitel celkového záběru	ε_γ	1,3973	1,6236	
8.4 Koefficient odlehčení kola	Cdi/df	0,00	0,59	1,00 <input checked="" type="checkbox"/>
8.5 Kritické otáčky	nE	130572,94	48216,61	
8.6 Kritické otáčky			30677,75	11567,02
8.7 Resonanční poměr	N	0,0001	0,0001	
8.8 Přibližná hmotnost soukolí (plné válce)	m	0,14	0,34	0,56
8.9 Ztráty v ozubení	ζ	0,77%	0,49%	
8.10 Ztráty (ozubení, ložiska, celkem)	ζ	0,004	0,001	0,004
8.11 Doporučená viskozita oleje	v50	500	500	<input checked="" type="checkbox"/>

Příloha 4:

9.0 ☒ Součinitele pro výpočet koeficientů bezpečnosti

Společné pro soukolí

9.1	Tuhost páru zubů	c'	12,389	15,106	
9.2	Záběrová tuhost ozubení	C _Y	16,081	22,171	
9.4	Součinitel vnějších dynamických sil	K _A	1,000		
9.5	Součinitel vnitřních dynamických sil	K _V	1,000	1,000	
9.6	Počet cyklů	N _K	1,62E+06	2,64E+05	3,98E+05

Pro výpočet bezpečnosti na dotyk

9.7	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení podél zubu	K _{Hβ}	1,324	1,170	
9.8	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubu po obvodu	K _{Hα}	1,000	1,000	
9.9	Celkový součinitel přídavného zatížení	K _H	1,324	1,170	
9.10	Součinitel mechanických vlastností	Z _E	189,81	189,81	
9.11	Součinitel tvaru	Z _H	2,335	2,335	
9.12	Součinitel sklonu zubu	Z _β	1,000	1,000	
9.13	Součinitel dotyku	Z _{εps}	0,931	0,890	
9.14	Součinitel tvrdosti	Z _W	1,000	1,000	
9.15	Součinitel maziva	Z _L	1,215	1,215	1,215
9.16	Součinitel obvodové rychlosti	Z _V	0,932	0,932	0,932
9.17	Součinitel drsnosti povrchu	Z _R	0,963	0,963	0,963
9.18	Součinitel životnosti	Z _N	1,510	1,600	1,600
9.19	Součinitel jednopárového záběru	Z _B	1,140	1,112	
	Součinitel jednopárového záběru	Z _D	1,000	1,000	

Syntetický olej ▼

Automatic ▼

n=∞; Z_N=0.85 ▼

Pro výpočet bezpečnosti na ohyb

9.20	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení podél zubu	K _{Fβ}	1,306	1,162	
9.21	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubu po obvodu	K _{Fα}	1,000	1,000	
9.22	Celkový součinitel přídavného zatížení	K _F	1,306	1,162	
9.23	Součinitel sklonu zubu	Y _β	1,000	1,000	
9.24	Součinitel vlivu záběru profilu	Y _{εps}	0,787	0,712	
9.25	Součinitel vrubové citlivosti	Y _Δ	0,993	1,004	1,046
9.26	Součinitel vlivu velikosti	Y _X	1,000	1,000	1,000
9.27	Součinitel jakosti povrchu přechodové plochy	Y _R	0,978	0,978	0,978
9.28	Koeficient střídavého zatížení	Y _A	1,000	0,700	1,000
9.29	Součinitel technologie výroby	Y _T	1,000	1,000	1,000
9.30	Součinitel životnosti	Y _N	1,071	1,310	1,252
9.31	Součinitel korekce napětí	Y _{ST}	1,000		
9.32	Součinitel tvaru zubu (ohyb)	Y _{Fa}	3,433	2,462	1,377
9.33	Součinitel koncentrace napětí	Y _{Sa}	1,521	1,812	3,219
9.34	Součinitel tvaru zubu a koncentrace napětí	Y _{FS}	5,223	4,462	4,432

n=∞; Y_N=0.85 ▼10.0 ☒ Napětí a koeficienty bezpečnosti

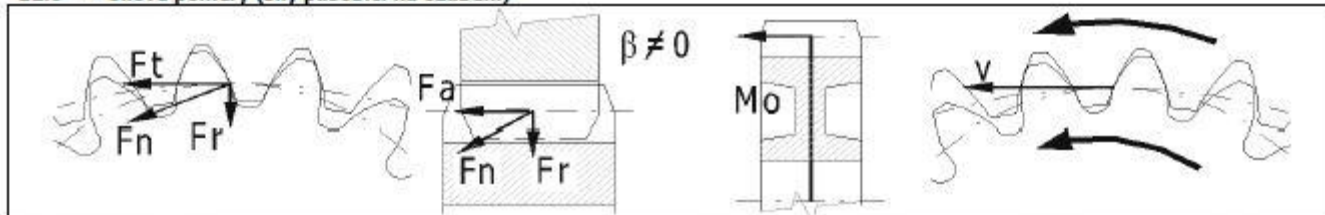
10.1	Na únavu v dotyku	SH (S-P)	1,05	1,27	
10.2	Na únavu v dotyku	SH (P-R)		2,57	2,85
10.3	Na únavu v ohybu	SF (S-P)	1,08	1,08	
10.4	Na únavu v ohybu	SF (P-R)		1,34	1,95
10.5	Jmenovité napětí v dotyku	SigmaH0	1587,24	752,10	[MPa]
10.6	Výpočtové napětí v dotyku	SigmaH	2082,97	1826,41	[MPa]
10.7	Výpočtové napětí v dotyku			904,63	813,41 [MPa]
10.8	Mez únavy v dotyku	SigmaHG	2191,52	2321,48	[MPa]
10.9	Mez únavy v dotyku			2321,48	2321,48 [MPa]
10.10	Dovolené napětí v dotyku	SigmaHP	2087,16	2210,94	[MPa]
10.11	Dovolené napětí v dotyku			2210,94	2210,94 [MPa]
10.12	Jmenovité napětí v ohybu v patě zubu	SigmaF0	544,12	471,10	[MPa]
10.13	Jmenovité napětí v ohybu v patě zubu			426,31	417,82 [MPa]
10.14	Výpočtové napětí v ohybu v patě zubu	SigmaF	710,76	615,39	[MPa]
10.15	Výpočtové napětí v ohybu v patě zubu			495,42	485,54 [MPa]
10.16	Mez únavy v ohybu	SigmaFG	769,81	666,16	[MPa]
10.17	Mez únavy v ohybu			666,16	948,04 [MPa]
10.18	Dovolené napětí v ohybu	SigmaFP	733,15	634,44	[MPa]
10.19	Dovolené napětí v ohybu			634,44	902,90 [MPa]

11.0 ☒ Kontrolní rozměry ozubení

11.1	Počet zubů přes které se měří	zw	2	3	6	
11.2	Počet zubů přes které se měří	zw	2	3	6	<input checked="" type="checkbox"/>
11.3	Rozměr přes zuby	W	6,9781	11,8964	26,3427	[mm]
11.4	Průměr válečku/kuličky	dt	2,6250	2,6250	2,6250	[mm]
11.5	Průměr válečku/kuličky	dt	2,6250	2,6250	2,6250	<input checked="" type="checkbox"/> [mm]
11.6	Rozměr přes válečky/kuličky	M	26,0853	38,9156	89,6796	[mm]

Příloha 4:

12.0 ☒ Silové poměry (sily působící na ozubení)



12.1 Obvodová síla	F_t	8938,42	-8938,42	[N]	
12.2 Normální síla	F_n	9678,95	9678,95	[N]	
12.3 Axiální síla	F_a	0,00	0,00	0,00	[N]
12.4 Radiální síla	F_r	3713,04	-3713,04	[N]	
12.5 Síla unašeč -> satelit	F_{c-p}	17876,85		[N]	
12.6 Odstředivá síla na satelit	F_c	0,00		[N]	
12.7 Radiální síla na ložisko v satelitu	F_b	17876,85		[N]	
12.8 Jmenovitý krouticí moment	M_k	102,32	154,19	416,11	[Nm]
12.9 Jmenovité otáčky	n	6,7	-4,4	1,7	[/min]
12.10 Ohybový moment (satelit)	M_o	0,00	0,00	0,00	[Nm]
12.11 Obvodová rychlost na roztečné kružnici	$v \mid v_{max}$	0,008	< 35		[m/s]
12.12 Šířkové zatížení	wt	201,316	201,32		[N/mm]
12.13 Měrné zatížení	wt^*	134,21	134,21		[MPa]

13.0 ☒ Parametry zvoleného materiálu

13.1 Hustota	R_o	7870,00	7870,00	7870,00	[kg/m ³]
13.2 Modul pružnosti (tah, tlak)	E	206,00	206,00	206,00	[GPa]
13.3 Mez pevnosti v tahu	R_m	1130,00	1130,00	1130,00	[MPa]
13.4 Mez kluzu v tahu	$R_{p0.2}$	885,00	885,00	885,00	[MPa]
13.5 Poissonova konst.		0,30	0,30	0,30	
13.6 Mez únavy v dotyku	SH_{lim}	1330,00	1330,00	1330,00	[MPa]
13.7 Mez únavy v ohybu	SF_{lim}	740,00	740,00	740,00	[MPa]
13.8 Tvrdost zubu na boku	VHV	650	650	650	[HV]
13.9 Tvrdost zubu v jádře	JHV	360	360	360	[HV]
13.10 Bázový počet zatěžovacích cyklů v dotyku	NH_{lim}	1,00E+08	1,00E+08	1,00E+08	
13.11 Exponent Wohlerovy křivky pro dotyk	q_H	10	10	10	
13.12 Bázový počet zatěžovacích cyklů v ohybu	NF_{lim}	3,00E+06	3,00E+06	3,00E+06	
13.13 Exponent Wohlerovy křivky pro ohyb	q_F	9	9	9	



Kapitola doplňků

14.0 ☐ Návrh přesného převodového poměru

15.0 ☐ Předběžný návrh průměru hřídelí (ocel)

16.0 ☐ Přibližný výpočet modulu existujícího kola

17.0 ☐ Grafický výstup, CAD systémy

  Planetový převod				
i Zkontrolujte řádek:4.15;		Centrální kolo	Satelit	Korunové kolo
ii <input checked="" type="checkbox"/> Informace o projektu				
Autor	<input type="checkbox"/>	Datum	<input checked="" type="checkbox"/>	Číslo projektu
Kubeček Libor		14.5.2012		KTS-B051
Jméno souboru				
Planetový převod 3.xlsb				
Název projektu				
Planetový převod 3				
Základní informace				
Planetový převod: Beta=0; mn=1,5; b0=78; z0=25; z1=17; z2=-59; n0=1,7; n1=0,5; n2=0; P=0,36 [kW]				
Poznámka				

Kapitola vstupních parametrů

1.0 ☒ Volba základních vstupních parametrů

1.1 Jednotky výpočtu	SI Units (N, mm, kW...)	
1.2 Typ převodu hnací/hnané (vstup/výstup)	Centrální kolo => Unášec	
1.3 Přenášený výkon	Pw [kW]	0,36 -0,36 0,00
1.4 Otáčky (centrální kolo, unášec, korunové kolo)	n	1,66 0,49 0,00
1.5 Požadované otáčky pro: Unášec	n	0,30 0,14 ~ 0,41
1.6 Krouticí moment (centrální kolo, unášec, korunové kolo)	Mk	2077,34 -6979,87 4902,53
1.7 Otáčky (satelit vůči unášci)	n	-1,71
1.8 Převodový poměr z1/z0, z2/z1, (z2/z0)	i	0,680 -3,471 (-2,36)

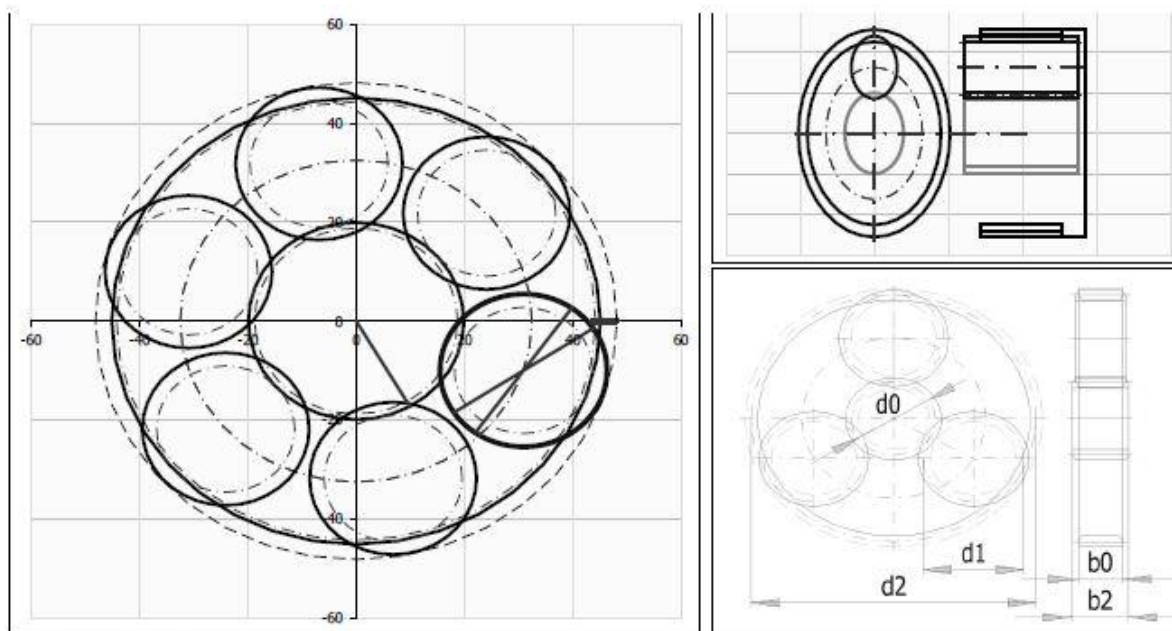
2.0 ☒ Volba materiálů, režimu zatížení, provozních a výrobních parametrů.

2.1 Označení materiálu podle normy :	CSN	
2.2 Materiál centrálního kola :	Konstrukční ocel silitinová k cementaci 16526 (Rm=1130)	
2.3 Materiál satelitu :	Konstrukční ocel silitinová k cementaci 16526 (Rm=1130)	
2.4 Materiál korunného kola :	Konstrukční ocel silitinová k cementaci 16526 (Rm=1130)	
2.5 Typ zatížení převodovky od hnacího stroje	A...Plynulé	
2.6 Typ zatížení převodovky od poháněného stroje	A...Plynulé	
2.7 Typ uložení soukolí	Oboustraně symetricky uložené soukolí - typ 1	
2.8 Stupeň přesnosti - ISO1328 Ra max v max.	S.....(Ra max = 0,8 / v max = 35)	
2.9 Požadovaná životnost	Lh	[h]
2.10 Koeficient bezpečnosti (dotyk/ohyb)	SH / SF	1.05 1.05

3.0 ☐ Parametry profilu nástroje a zubu

4.0 ☒ Návrh modulu a geometrie ozubení

4.1 Počet satelitů	6	<= 6	6		
4.2 Počet zubů - nastavení	Optimal (17)				
4.3 Počty zubů (centrální kolo, satelit, korunové kolo)	z	25	17	-59	
4.4 Otáčky (centrální kolo, unašeč, korunové kolo)	n	1,66	0,49	0,00	[/min]
4.5 Normální úhel záběru	α	20,00			[°]
4.6 Úhel sklonu zubů	β	0,00			[°]
4.7 Nastavení poměru šířky centrálního kola k průměru					
4.8 Poměr šířky centrálního kola k jeho průměru	Ψ_d / \max	1,60	< 1,6		
4.9 Modul ozubení / normalizovaná hodnota	mn	1,50			[mm]
4.10 Diametral Pitch (Circular Pitch)	p	7,0000			
4.11 Průměr roztečné kružnice	d0/d1/d2	37,500	25,500	-88,500	[mm]
4.12 Doporučená šířka ozubení		13,8 - 40,8			[mm]
4.13 Šířka kola (centrální kolo, satelit, korunové kolo)	b0/b1/b2	78,000	77,400	55,000	[mm]
4.14 Pracovní šířka ozubení	bw	77,400	55,000		[mm]
4.15 Poměr šířky kola k jeho průměru	Ψ_d	2,08	3,04	0,62	
4.16 Pracovní vzdálenost os	aw	32,500	-32,500		[mm]
4.17 Přibližná hmotnost soukolí (plné válce)	m	0,643	2,194	0,671	[kg]
4.18 Minimální koeficient bezpečnosti	SH / SF	1,23	1,05		
4.19 Pohyb ozubených kol (krok a aktuální úhel)		30,00	-60,00		[°]



4.20 Boční vůle v ozubení (normální)

4.21 - Doporučená min | max. hodnota

4.22 - Zvolená boční vůle

jn

0,0342	0,1368	[mm]
0,0000	0,0000	[mm]

5.0 ☒ Korigování ozubení (jednotkové posunutí)

5.1 Typy korekcí

5.2 - Přípustné podříznutí zubu (min. hodnota)

5.3 - Zabraňující podříznutí zubu (min. hodnota)

5.4 - Zabraňující zúžení zubu (min. hodnota)

5.5 Nastavení korekce satelitu

5.6 Hodnota korekce (centrální kolo, satelit, korunné kolo)

5.7 Součet korekcí - krajní hodnota

5.8 Součet korekcí (x_0+x_1 , x_1+x_2)

5.9 Osová vzdálenost (pracovní)

5.10 Požadovaná osová vzdálenost

5.11 Součinitel záběru v čelní rovině

5.12 Součinitel celkového záběru

5.13 Jednotková tloušťka zubu na hlavové kružnici

5.14 Velikost měrného skluzu na patě

5.15 Velikost měrného skluzu na hlavě

5.16 Velikost měrného skluzu na patě

5.17 Velikost měrného skluzu na hlavě

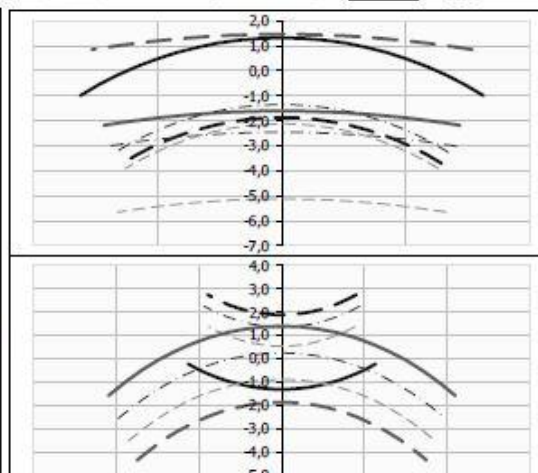
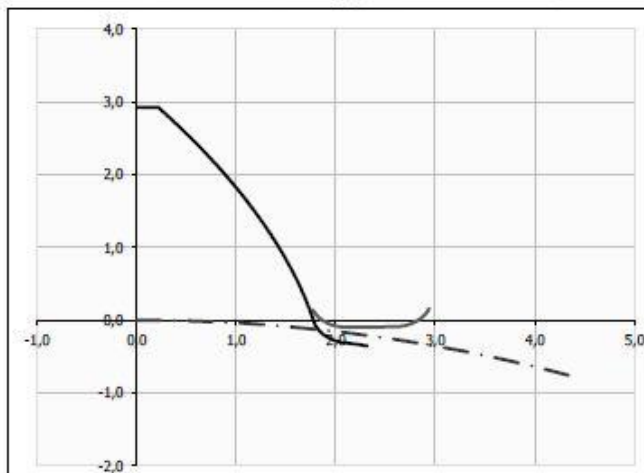
5.18 Součet všech měrných skluzů

5.19 Koefficient bezpečnosti na únavu v dotyku

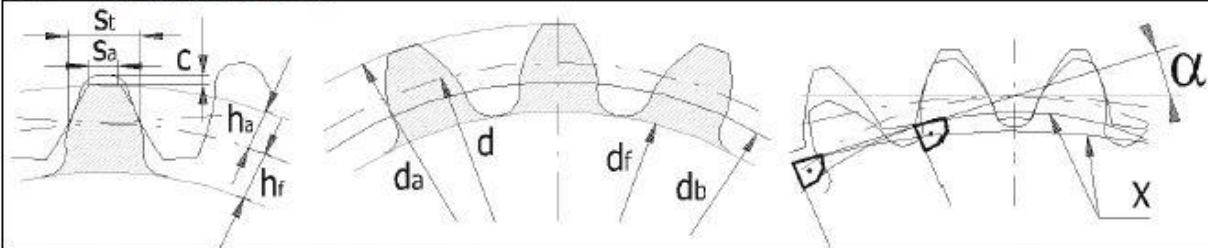
5.20 Koefficient bezpečnosti na únavu v ohybu

5.21 Zobrazení zubu a natočení nástroje pro :

x_0, x_1, x_2	-0,400	-0,118	[modul]
Σx [modul]	-0,240	0,118	[modul]
Σx [modul]	-0,058	0,407	[modul]
aw [mm]	-0,1617	0,9007	-1,6397
aw [mm]	32,5000	30 ~ 33	x1min >-1,4457
$\epsilon \alpha$	1,2494	1,2772	
$\epsilon \gamma$	1,2494	1,2772	
sa^*	0,8357	0,3438	0,8341
$\vartheta_{A0}/\vartheta_{E1}$	-2,8405	-0,5078	
$\vartheta_{E0}/\vartheta_{A1}$	0,3368	0,7396	
$\vartheta_{A1}/\vartheta_{E2}$		-0,2433	-0,4564
$\vartheta_{E1}/\vartheta_{A2}$		0,3134	0,1957
Sum[ϑ]	4,4247	1,2089	Sum = 5,6335
SH	1,23	1,26	1,63
SF	1,07	1,05	1,24
Satelit	-1		[°]



Příloha 5:

6.0 <input checked="" type="checkbox"/> Základní rozměry ozubení				
				
6.1 Počty zubů (centrální kolo, satelit, korunové kolo)	z	25	17	-59
6.2 Šířka kola (centrální kolo, satelit, korunové kolo)	b	78,0000	77,4000	55,0000
6.3 Normální modul	mn	1,5000	1,5000	
6.4 Tečný modul	mt	1,5000	1,5000	
6.5 Normální rozteč	p	4,7124	4,7124	
6.6 Čelní rozteč	pt	4,7124	4,7124	
6.7 Základní rozteč	ptb	4,4282	4,4282	
6.8 Osová vzdálenost (roztečná)	a	31,5000	-31,5000	
6.9 Osová vzdálenost (výrobní)	av	32,6085	-32,6085	
6.10 Osová vzdálenost (pracovní)	aw	32,5000	-32,5000	
6.11 Úhel záběru	α	20,0000	20,0000	
6.12 Čelní úhel záběru	α_t	20,0000	20,0000	
6.13 Valivý úhel záběru normální	α_{wn}	24,3868	24,3868	
6.14 Valivý úhel záběru čelní	α_{wt}	24,3868	24,3868	
6.15 Úhel sklonu zubů	β	0,0000	0,0000	
6.16 Základní úhel sklonu	β_b	0,0000	0,0000	
6.17 Průměr hlavové kružnice	da	39,7978	30,8352	-90,2022
6.18 Průměr roztečné kružnice	d	37,5000	25,5000	-88,5000
6.19 Průměr základní kružnice	db	35,2385	23,9622	-83,1628
6.20 Průměr patní kružnice	df	33,2648	24,4522	-96,3374
6.21 Průměr valivé kružnice	dw	38,6905	26,3095	
6.22 Průměr valivé kružnice	dw		26,3095	-91,3095
6.23 Výška hlavy zubu	ha	1,1489	2,6676	-0,8511
6.24 Výška paty zubu	hf	2,1176	0,5239	4,3346
6.25 Tloušťka zubu na hlavové kružnici	sna	1,2535	0,5157	1,2512
6.26 Tloušťka zubu na hlavové kružnici (tečná)	sta	1,2535	0,5157	1,2512
6.27 Tloušťka zubu na roztečné kružnici	sn	2,1796	3,3397	0,5658
6.28 Tloušťka zubu na roztečné kružnici (tečná)	st	2,1796	3,3397	0,5658
6.29 Tloušťka zubu patní kružnici	sb	2,4292	3,5669	4,5383
6.30 Jednotková tloušťka zubu na hlavové kružnici	sa*	0,8357	0,3438	0,8341
6.31 Jednotková hlavová vůle	ca*	0,2500	0,3 / 0,167	0,2500
6.32 Hlavová vůle	ca	0,3750	0,45 / 0,251	0,3750
6.33 Jednotkové přisunutí kol	ΔY	0,0723	-0,0723	
6.34 Součet korekcí	$\Sigma x_01/\Sigma x_{12}$	0,7390	-0,7390	
6.35 Hodnota korekce	x	-0,1617	0,9007	-1,6397
7.0 <input checked="" type="checkbox"/> Doplňkové parametry ozubení				
7.1 Počet zubů	z	25	17	-59
7.2 Počet zubů porovnávacího kola	zn	25,000	17,000	-59,000
Minimální počet zubů kola:				
7.3 - Dovolující přípustné podřezání	zmin1	15	15	18
7.4 - Zabraňující podřezání zubu	zmin2	19	19	21
7.5 - Zabraňující zúžení zubu	zmin3	24	24	28
8.0 <input checked="" type="checkbox"/> Kvalitativní ukazatele ozubení				
8.1 Součinitel záběru v čelní rovině	ϵ_α	1,2494	1,2772	
8.2 Součinitel záběru v osové rovině	ϵ_β	0,0000	0,0000	
8.3 Součinitel celkového záběru	ϵ_γ	1,2494	1,2772	
8.4 Koefficient odlehčení kola	Cdi/df	0,00	0,50	1,00 <input checked="" type="checkbox"/>
8.5 Kritické otáčky	nE	63531,86	53780,37	
8.6 Kritické otáčky		35512,07	10232,29	
8.7 Resonanční poměr	N	0,0000	0,0000	
8.8 Přibližná hmotnost soukolí (plné válce)	m	0,64	0,37	0,67
8.9 Zbráty v ozubení	ζ	0,62%	0,49%	
8.10 Zbráty (ozubení, ložiska, celkem)	ζ	0,003	0,001	0,004
8.11 Doporučená viskozita oleje	v50	500	500	<input checked="" type="checkbox"/>

Příloha 5:

9.0 ☒ Součinitele pro výpočet koeficientů bezpečnosti

Společné pro soukolí						
9.1	Tuhost páru zubů	c'	13,922	14,076		
9.2	Záběrová tuhost ozubení	C _γ	16,526	17,002		
9.4	Součinitel vnějších dynamických sil	KA	1,000			
9.5	Součinitel vnitřních dynamických sil	KV	1,000	1,000		
9.6	Počet cyklů	NK	4,18E+05	1,03E+05	1,77E+05	
Pro výpočet bezpečnosti na dotyk						
9.7	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení podél zubu	K _{Hβ}	1,344	1,365		
9.8	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubu po obvodu	K _{Hα}	1,000	1,000		
9.9	Celkový součinitel přidavného zatížení	KH	1,344	1,365		
9.10	Součinitel mechanických vlastností	ZE	189,81	189,81		
9.11	Součinitel tvaru	ZH	2,235	2,235		
9.12	Součinitel sklonu zubu	Zbeta	1,000	1,000		
9.13	Součinitel dotyku	Zeps	0,958	0,953		
9.14	Součinitel tvrdosti	ZW	1,000	1,000		
9.15	Součinitel maziva	ZL	1,215	1,215	1,215	Syntetický olej ▼
9.16	Součinitel obvodové rychlosti	ZV	0,931	0,931	0,931	
9.17	Součinitel drsnosti povrchu	ZR	0,963	0,963	0,963	Automatic ▼
9.18	Součinitel životnosti	ZN	1,600	1,600	1,600	n=∞; ZN=1.00 ▼
9.19	Součinitel jednopárového záběru	ZB	1,023	1,019		
	Součinitel jednopárového záběru	ZD	1,005	1,000		
Pro výpočet bezpečnosti na ohyb						
9.20	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení podél zubu	K _{Fβ}	1,332	1,347		
9.21	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubu po obvodu	K _{Fα}	1,000	1,000		
9.22	Celkový součinitel přidavného zatížení	KF	1,332	1,347		
9.23	Součinitel sklonu zubu	Ybeta	1,000	1,000		
9.24	Součinitel vlivu záběru profilu	Yeps	0,850	0,837		
9.25	Součinitel vrubové citlivosti	Ydelta	0,993	1,017	1,055	
9.26	Součinitel vlivu velikosti	YX	1,000	1,000	1,000	
9.27	Součinitel jakosti povrchu přechodové plochy	YR	0,978	0,978	0,978	
9.28	Koeficient střídavého zatížení	YA	1,000	0,700	1,000	
9.29	Součinitel technologie výroby	YT	1,000	1,000	1,000	
9.30	Součinitel životnosti	YN	1,245	1,455	1,369	n=∞; YN=1.00 ▼
9.31	Součinitel korekce napětí	YST		1,000		
9.32	Součinitel tvaru zubu (ohyb)	YFa	3,130	1,902	0,808	
9.33	Součinitel koncentrace napětí	YSa	1,545	2,144	4,272	
9.34	Součinitel tvaru zubu a koncentrace napětí	YFS	4,836	4,077	3,454	

10.0 ☒ Napětí a koeficienty bezpečnosti

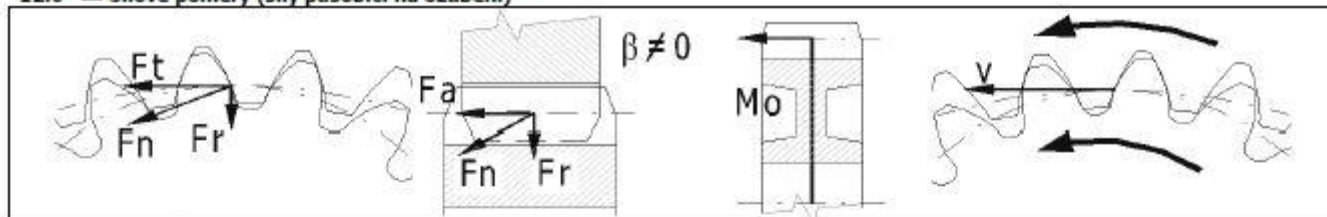
10.1	Na únavu v dotyku	SH (S-P)	1,23	1,26		
10.2	Na únavu v dotyku	SH (P-R)		1,60	1,63	
10.3	Na únavu v ohybu	SF (S-P)	1,07	1,05		
10.4	Na únavu v ohybu	SF (P-R)		1,06	1,24	
10.5	Jmenovité napětí v dotyku	SigmaH0		1585,62	1218,23	[MPa]
10.6	Výpočtové napětí v dotyku	SigmaH	1880,98	1847,56		[MPa]
10.7	Výpočtové napětí v dotyku			1450,42	1423,46	[MPa]
10.8	Mez únavy v dotyku	SigmaHG	2318,94	2318,94		[MPa]
10.9	Mez únavy v dotyku			2318,94	2318,94	[MPa]
10.10	Dovolené napětí v dotyku	SigmaHP	2208,51	2208,51		[MPa]
10.11	Dovolené napětí v dotyku			2208,51	2208,51	[MPa]
10.12	Jmenovité napětí v ohybu v patě zubu	SigmaF0	629,04	534,43		[MPa]
10.13	Jmenovité napětí v ohybu v patě zubu			526,23	627,34	[MPa]
10.14	Výpočtové napětí v ohybu v patě zubu	SigmaF	837,97	711,94		[MPa]
10.15	Výpočtové napětí v ohybu v patě zubu			709,00	845,23	[MPa]
10.16	Mez únavy v ohybu	SigmaFG	894,36	749,85		[MPa]
10.17	Mez únavy v ohybu			749,85	1045,77	[MPa]
10.18	Dovolené napětí v ohybu	SigmaFP	851,77	714,14		[MPa]
10.19	Dovolené napětí v ohybu			714,14	995,97	[MPa]

11.0 ☒ Kontrolní rozměry ozubení

11.1	Počet zubů přes které se měří	zw	4	3	6	
11.2	Počet zubů přes které se měří	zw	4	3	6	<input checked="" type="checkbox"/>
11.3	Rozměr přes zuby	W	15,8579	12,3518	27,2770	[mm]
11.4	Průměr válečku/kuličky	dt	2,6250	2,6250	2,6250	[mm]
11.5	Průměr válečku/kuličky	dt	2,6250	2,6250	2,6250	<input checked="" type="checkbox"/> [mm]
11.6	Rozměr přes válečky/kuličky	M	40,7228	30,9502	89,1455	[mm]

Příloha 5:

12.0 ☒ Silové poměry (síly působící na ozubení)



12.1	Obvodová síla	Ft	17897,10	-17897,10	[N]	
12.2	Normální síla	Fn	19650,32	19650,32	[N]	
12.3	Axiální síla	Fa	0,00	0,00	0,00	[N]
12.4	Radiální síla	Fr	8113,50	-8113,50	[N]	
12.5	Síla unašeč -> satelit	Fc-p	35794,19		[N]	
12.6	Odstředivá síla na satelit	Fc	0,00		[N]	
12.7	Radiální síla na ložisko v satelitu	Fb	35794,19		[N]	
12.8	Jmenovitý krouticí moment	Mk	346,22	228,19	817,09	[Nm]
12.9	Jmenovité otáčky	n	1,2	-1,7	0,5	[/min]
12.10	Ohybový moment (satelit)	Mo	0,00	0,00	0,00	[Nm]
12.11	Obvodová rychlost na roztečné kružnici	v vmax	0,002	< 35		[m/s]
12.12	Šířkové zatížení	wt	231,229	325,40		[N/mm]
12.13	Měrné zatížení	wt*	154,15	216,93		[MPa]

13.0 ☒ Parametry zvoleného materiálu

13.1	Hustota	Ro	7870,00	7870,00	7870,00	[kg/m ³]
13.2	Modul pružnosti (tah, tlak)	E	206,00	206,00	206,00	[GPa]
13.3	Mez pevnosti v tahu	Rm	1130,00	1130,00	1130,00	[MPa]
13.4	Mez kluzu v tahu	Rp0.2	885,00	885,00	885,00	[MPa]
13.5	Poissonova konst.		0,30	0,30	0,30	
13.6	Mez únavy v dotyku	SHlim	1330,00	1330,00	1330,00	[MPa]
13.7	Mez únavy v ohybu	SFlim	740,00	740,00	740,00	[MPa]
13.8	Tvrdost zubu na boku	VHV	700	700	700	[HV]
13.9	Tvrdost zubu v jádře	JHV	360	360	360	[HV]
13.10	Bázový počet zatěžovacích cyklů v dotyku	NHlim	1,00E+08	1,00E+08	1,00E+08	
13.11	Exponent Wohlerovy křivky pro dotyk	qH	10	10	10	
13.12	Bázový počet zatěžovacích cyklů v ohybu	NFlim	3,00E+06	3,00E+06	3,00E+06	
13.13	Exponent Wohlerovy křivky pro ohyb	qF	9	9	9	

Kapitola doplňků

14.0 ☐ Návrh přesného převodového poměru

15.0 ☐ Předběžný návrh průměru hřídelí (ocel)

16.0 ☐ Přibližný výpočet modulu existujícího kola

17.0 ☐ Grafický výstup, CAD systémy

Příloha 6:

Výpočet zatěžujících sil v ozubení pl. převodu 2

Pro výpočet krouticího momentu na výstupním unašeči z planetového převodu 2 byla použita upravená rovnice (3.2).

$$M_{k3} = M_{k0} \cdot i_{p1} \cdot i_h \cdot i_{p2} \cdot \eta_{p1} \cdot \eta_h \cdot \eta_{p2} \cdot K_M = 2128 \text{ Nm}$$

$$F_r = \frac{1}{4} \cdot \frac{M_{k3}}{a_{wcs}} = 18344,8 \text{ N} \quad F_t = \frac{F_r}{2} = 9172,4 \text{ N}$$

Kontrolní výpočet ozubení planetového převodu 2

Kontrolní výpočet ozubení byl proveden dle rovnic (3.50) – (3.65).

Centrální kolo 1:

Satelit 2:

Volba materiálu dle [14]: 16526.9

Zuby: cementované, kalené, broušené

Kontrola z hlediska únavy v dotyku:

$$K_H = K_A \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{HV} = 1,33$$

$$\sigma_{HP12} = 1209,1 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{HO} = 1588,6 \text{ MPa}$$

$$\sigma_H = 1832,1 \text{ MPa}$$

$$\sigma_H > \sigma_{HP1,2} - \underline{\text{NEVYHOVUJE}}$$

Kontrola na dotyk při jednorázovém působení největšího zatížení:

$$\sigma_{HPmax1,2} = 2600 \text{ MPa}$$

$$K_{AS} = 1,5(>K_A)$$

$$\sigma_{Hmax} = 2243,8 \text{ MPa} < \sigma_{HPmax1,2} - \underline{\text{VYHOVUJE}}$$

Kontrola z hlediska únavy v ohybu:

$$K_F = K_A \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{Fv} = 1,31$$

$$\sigma_{FP12} = 672,7 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{F1} = 744 \text{ MPa} > \sigma_{FP12} - \underline{\text{NEVYHOVUJE}}$$

$$\sigma_{F2} = 635,7 \text{ MPa} < \sigma_{FP12} - \underline{\text{VYHOVUJE}}$$

Kontrola na ohyb při jednorázovém působení největšího zatížení:

$$\sigma_{FPmax12} = 1480 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Fmax1} = 1116 \text{ MPa} < \sigma_{FPmax12}$$

$$\sigma_{Fmax1} < \sigma_{FPmax12} - \underline{\text{VYHOVUJE}}$$

$$\sigma_{Fmax2} = 953,6 \text{ MPa} < \sigma_{FPmax12}$$

$$\sigma_{Fmax2} < \sigma_{FPmax12} - \underline{\text{VYHOVUJE}}$$

Příloha 6:

Satelit 1:

Korunové kolo 2:

Volba materiálu dle [14]:

16526.9

Zuby:

cementované, kalené, broušené

Kontrola z hlediska únavy v dotyku:

$$Z_E = 190 \text{ [MPa]} \quad K_H = K_A \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{HV} = 1,17$$

$$\sigma_{HP12} = 1209,1 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{HO} = 1087,7 \text{ MPa}$$

$$\sigma_H = 1176,5 \text{ MPa} \quad \sigma_H < \sigma_{HP1,2} - \underline{\text{VYHOVUJE}}$$

Kontrola na dotyk při jednorázovém působení největšího zatížení:

$$\sigma_{HPmax1,2} = 2600 \text{ MPa} \quad K_{AS} = 1,5(>K_A)$$

$$\sigma_{Hmax} = 1440,9 \text{ MPa} < \sigma_{HPmax1,2} - \underline{\text{VYHOVUJE}}$$

Kontrola z hlediska únavy v ohybu:

$$K_F = K_A \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{FV} = 1,17$$

$$\sigma_{FP12} = 672,7 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{F1} = 510,3 \text{ MPa} < \sigma_{FP12} - \underline{\text{VYHOVUJE}}$$

$$\sigma_{F2} = 506,8 \text{ MPa} < \sigma_{FP12} - \underline{\text{VYHOVUJE}}$$

Kontrola na ohyb při jednorázovém působení největšího zatížení:

$$\sigma_{FPmax12} = 1480 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Fmax1} = 765,5 \text{ MPa} < \sigma_{FPmax12} \quad \sigma_{Fmax1} < \sigma_{FPmax12} - \underline{\text{VYHOVUJE}}$$

$$\sigma_{Fmax2} = 760,2 \text{ MPa} < \sigma_{FPmax12} \quad \sigma_{Fmax2} < \sigma_{FPmax12} - \underline{\text{VYHOVUJE}}$$

Příloha 7:

Výpočet zatěžujících sil v ozubení pl. převodu 1

Pro určení krouticího momentu na výstupním unašeči bylo postupováno stejně, jako v předchozím případě planetového převodu 2.

$$M_{k1} = M_{k0} \cdot i_{p1} \cdot \eta_{p1} \cdot K_M = 3,6 \text{ Nm}$$

$$F_r = \frac{1}{2} \cdot \frac{M_{k1}}{a_{wcs}} = 128,6 \text{ N} \quad F_t = \frac{F_r}{2} = 64,3 \text{ N}$$

Kontrolní výpočet planetového ozubení 1

Kontrolní výpočet ozubení provedeme dle rovnic (3.50) – (3.65).

Centrální kolo 1:

Volba materiálu dle [14]: 16526.9

Zuby: cementované, kalené, broušené

Satelit 2:

Kontrola z hlediska únavy v dotyku:

$$K_H = K_A \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{HV} = 2,01$$

$$\sigma_{HP12} = 1209,1 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{H0} = 518,8 \text{ MPa}$$

$$\sigma_H = 735,5 \text{ MPa}$$

$$\sigma_H < \sigma_{HP1,2} - \underline{\text{VYHOVUJE}}$$

Kontrola na dotyk při jednorázovém působení největšího zatížení:

$$\sigma_{HPmax1,2} = 2600 \text{ MPa}$$

$$K_{AS} = 1,5(>K_A)$$

$$\sigma_{Hmax} = 901,6 \text{ Mpa} < \sigma_{HPmax1,2} - \underline{\text{VYHOVUJE}}$$

Kontrola z hlediska únavy v ohybu:

$$K_F = K_A \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{Fv} = 2,17$$

$$\sigma_{FP12} = 672,7 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{F1} = 90,2 \text{ MPa} < \sigma_{FP12} - \underline{\text{VYHOVUJE}}$$

$$\sigma_{F2} = 91,5 \text{ MPa} < \sigma_{FP12} - \underline{\text{VYHOVUJE}}$$

Kontrola na ohyb při jednorázovém působení největšího zatížení:

$$\sigma_{FPmax12} = 1480 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Fmax1} = 135,3 \text{ MPa} < \sigma_{FPmax12}$$

$$\sigma_{Fmax1} < \sigma_{FPmax12} - \underline{\text{VYHOVUJE}}$$

$$\sigma_{Fmax2} = 137,3 \text{ MPa} < \sigma_{FPmax12}$$

$$\sigma_{Fmax2} < \sigma_{FPmax12} - \underline{\text{VYHOVUJE}}$$

Příloha 7:

Satelit 1:

Korunové kolo 2:

Volba materiálu dle [14]:

16526.9

Zuby:

cementované, kalené, broušené

Kontrola z hlediska únavy v dotyku:

$$K_H = K_A \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{HV} = 2,13$$

$$\sigma_{HP12} = 1209,1 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{HO} = 288,3 \text{ MPa}$$

$$\sigma_H = 420,8 \text{ MPa} \quad \sigma_H < \sigma_{HP1,2} - \underline{\text{VYHOVUJE}}$$

Kontrola na dotyk při jednorázovém působení největšího zatížení:

$$\sigma_{HPmax1,2} = 2600 \text{ MPa} \quad K_{AS} = 1,5(>K_A)$$

$$\sigma_{Hmax} = 515,7 \text{ MPa} < \sigma_{HPmax1,2} - \underline{\text{VYHOVUJE}}$$

Kontrola z hlediska únavy v ohybu:

$$K_F = K_A \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{FV} = 3,39$$

$$\sigma_{F1} = 113,3 \text{ MPa} < \sigma_{FP12} - \underline{\text{VYHOVUJE}}$$

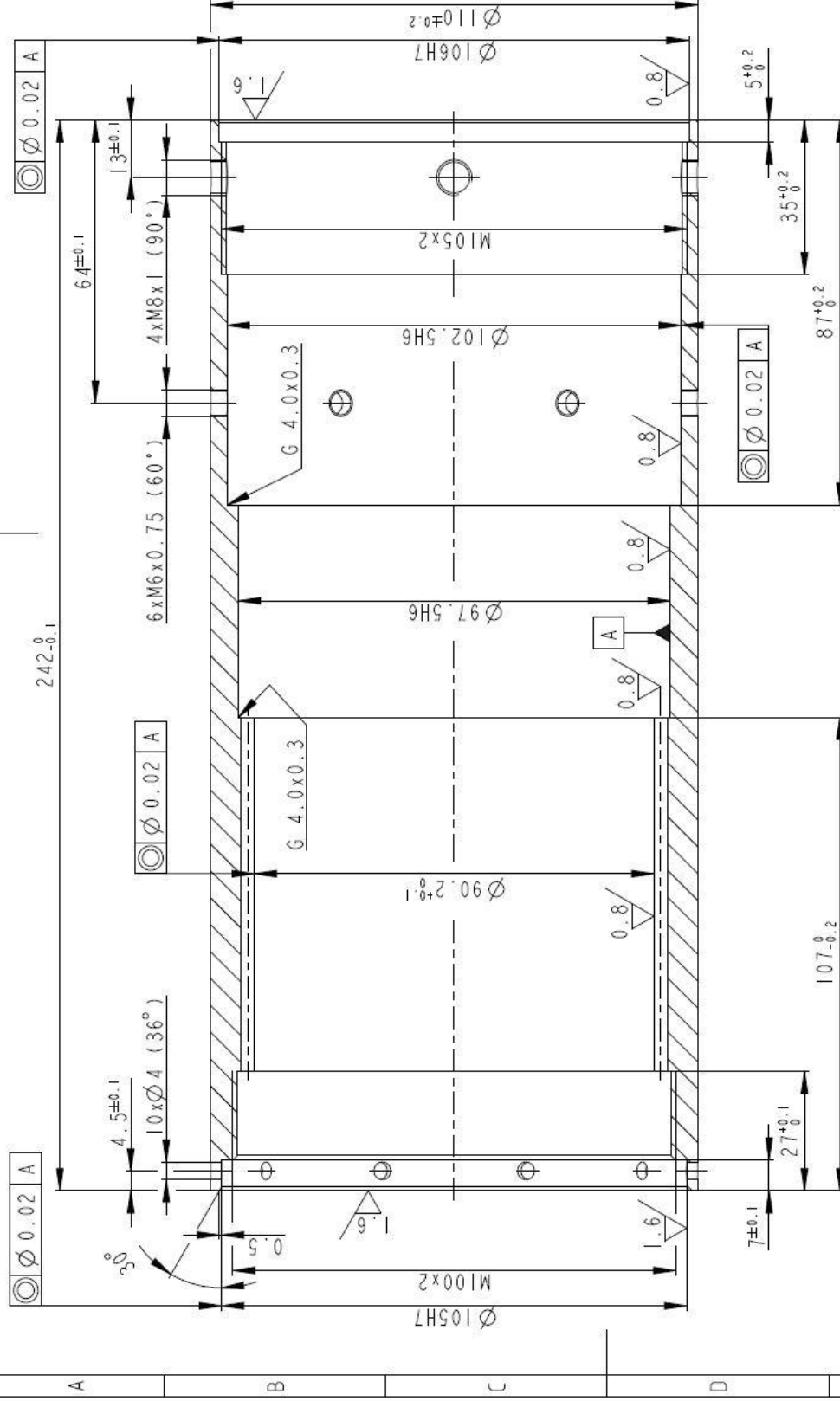
$$\sigma_{F2} = 113,8 \text{ MPa} < \sigma_{FP12} - \underline{\text{VYHOVUJE}}$$

Kontrola na ohyb při jednorázovém působení největšího zatížení:

$$\sigma_{Fmax1} = 170 \text{ MPa} < \sigma_{FPmax12} \quad \sigma_{Fmax1} < \sigma_{FPmax12} - \underline{\text{VYHOVUJE}}$$

$$\sigma_{Fmax2} = 170,7 \text{ MPa} < \sigma_{FPmax12} \quad \sigma_{Fmax2} < \sigma_{FPmax12} - \underline{\text{VYHOVUJE}}$$

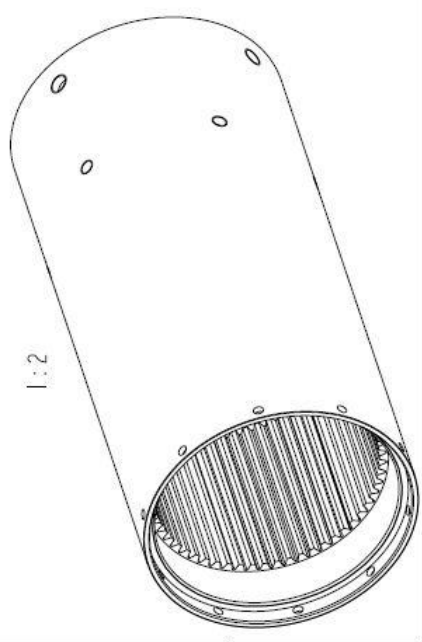
3.2/(\sqrt{ })



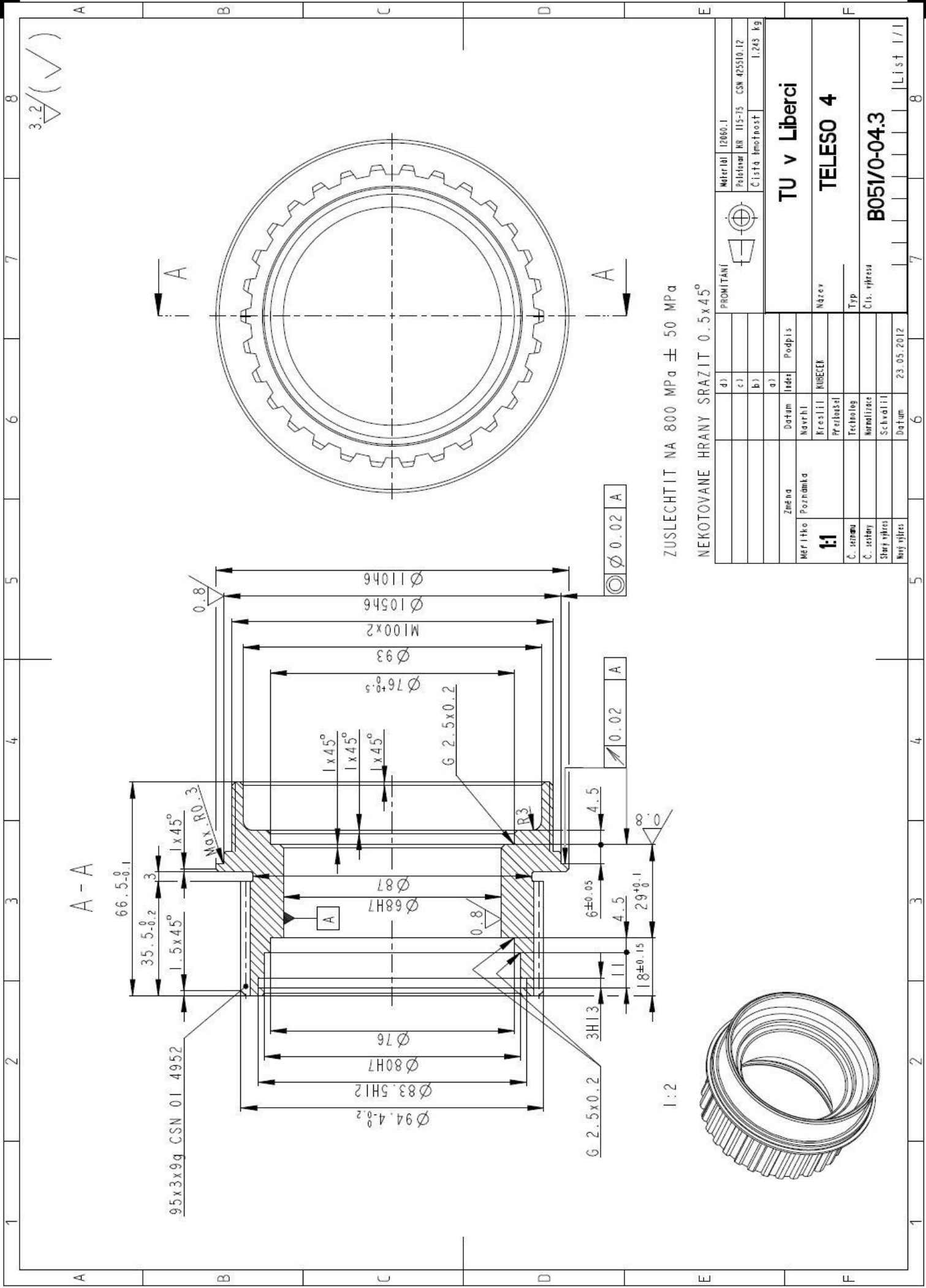
CELINI OZUBENI		
NORMALNY MODUL	m_n	1,5
POCET ZUBU	z	-59
UHEL ZAREBU	α	20°
ZAKLAD. ZROV. FL.	JEJEDOT. VYSTA HLAVY	
	JEJEDOT. HLAVOVA VULE	0,250
UHEL SKLONU ZUBU	β	-
SMISL SROBNOVICE ZUBU		-
POSMOTIT ZAKL. PROFILU	x_m	-2,46
CELINI MODUL	m	1,5
PRIMER ROZT. MIVANCE	D	88,500
TEGET. VYSTA ZUBU	h	-
PRIMER ZAKL. MIVANCE	D_0	83,163
STUPEN PREMNOSTI	i	9
KONTROLNI ROZMER TLOUSTNY ZUBU		-
KONTROLNOVAAA	zalladri roztece	-
	sklonu zubu	-
	odvalu zubu	-
	sklonu kola	-
	profilu zubu	-
UCHYTKA	c. s. -	poz. -
KONTROLNOVAAA	POCET ZUBU	17
SPOLUZAB. KOLA	VZDAEMOST OS	32,500

ZUBY CEMENTOVANY $h=0.3-0.5$ mm, KALIT NA 58-60 HRC

NEKOTOVANE HRANY SRAZIT 0 5x45°



	d)		PROMĚNÍ	Materiál IS528-3	Číslo kresby KR 115-250 CSN 425510.12	Hmotnost 3,620 kg
	e)					
	b)					
	a)					
Značka	Datum	Index	Podpis	TU v Liberci.		
Meritko	Poznámka	Návrh	Kreseba			
1:1		Kreslí	KUBECEK	TELESO 3		
		Průřezání				
Č. seznamu		Technologie		Typ		
Č. sestavy		Normalizace		Čís. výkresu		
Starší výkres		Schválí		B051/0-03.3		
Nový výkres	Datum	23.05.2012		List 1 / 1		



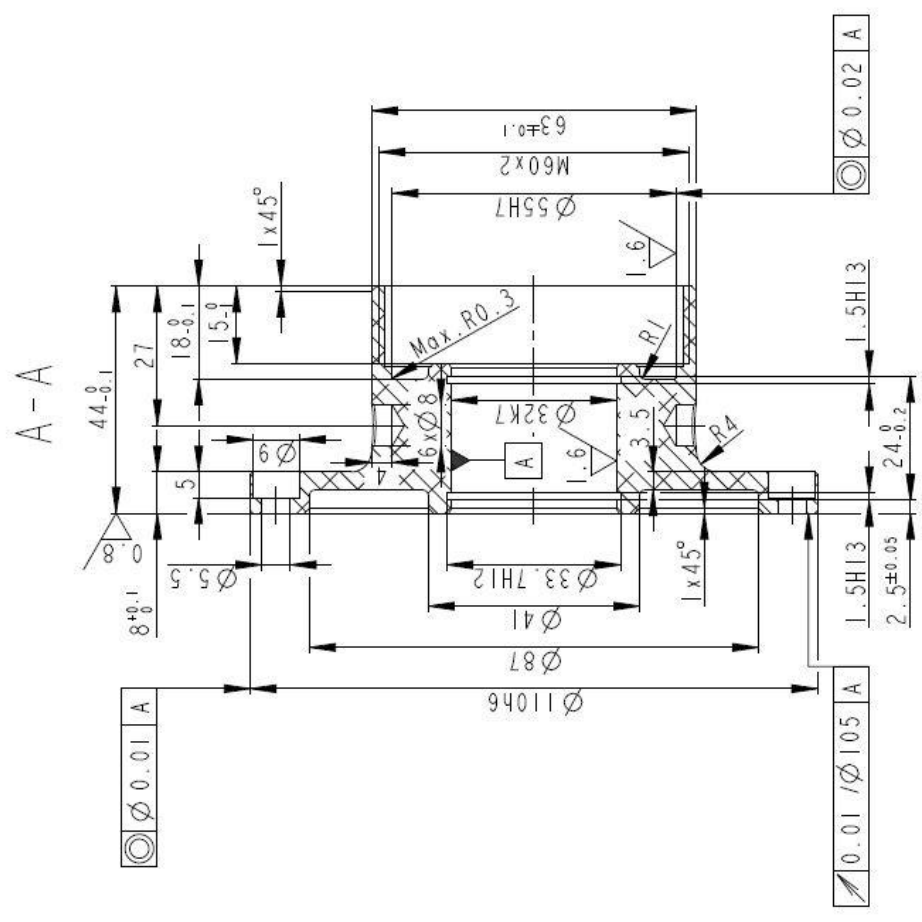
ZUSLECHTIT NA 800 MPa ± 50 MPa

NEKOTOVANE HRANY SRAZIT 0.5x45°

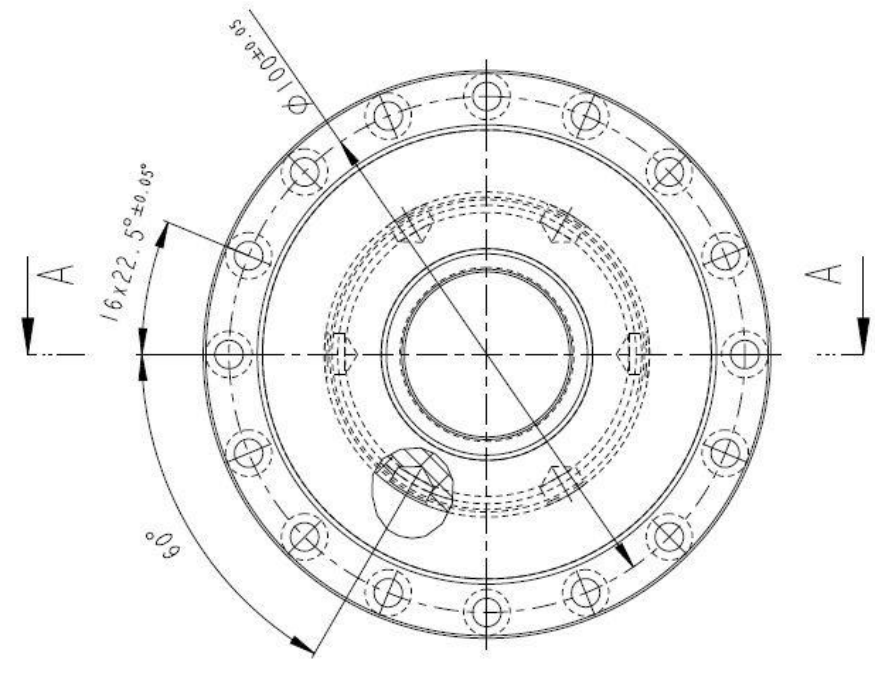
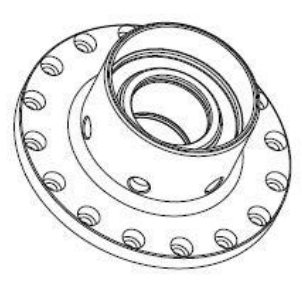
PROJEKTANT		Materiál		12060.1	
		Příslušnost		RR 115-15 CSN 425510.12	
		Čistota		Imočnost	
				1.245 kg	

Změna		Datum		Podpis	
Měřitko		Návrh		Kreslil	
1:1		Kreslil		KUBEČEK	
Č. seznamu		Přezkoušel		Název	
Č. sestavy		Technolog		TELESO 4	
Stav výkresu		Normalizace		Typ	
Nový výkres		Schválil		Čís. výkresu	
Datum		23.05.2012		List 1/1	




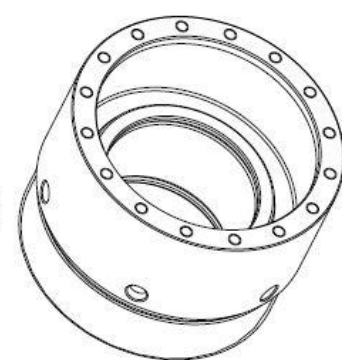
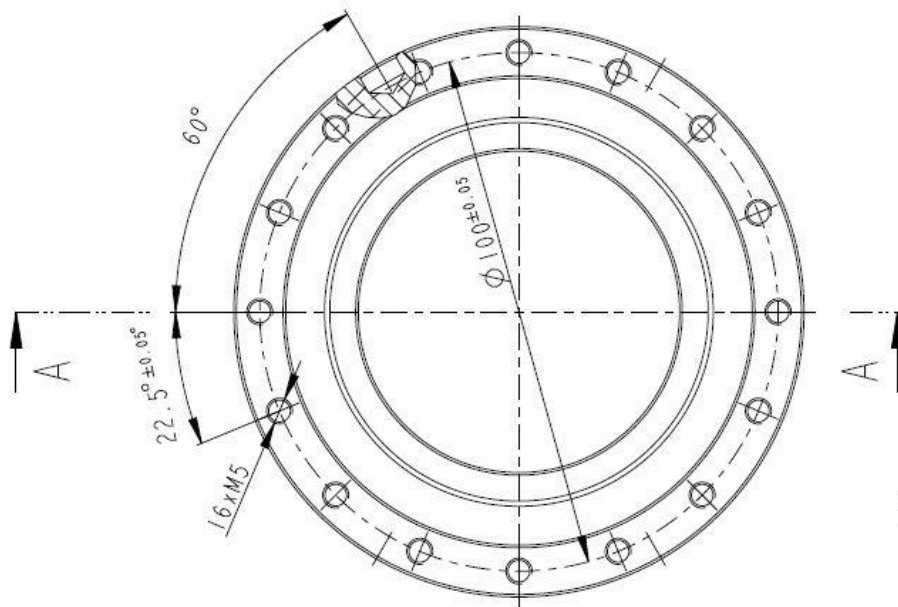


1:2

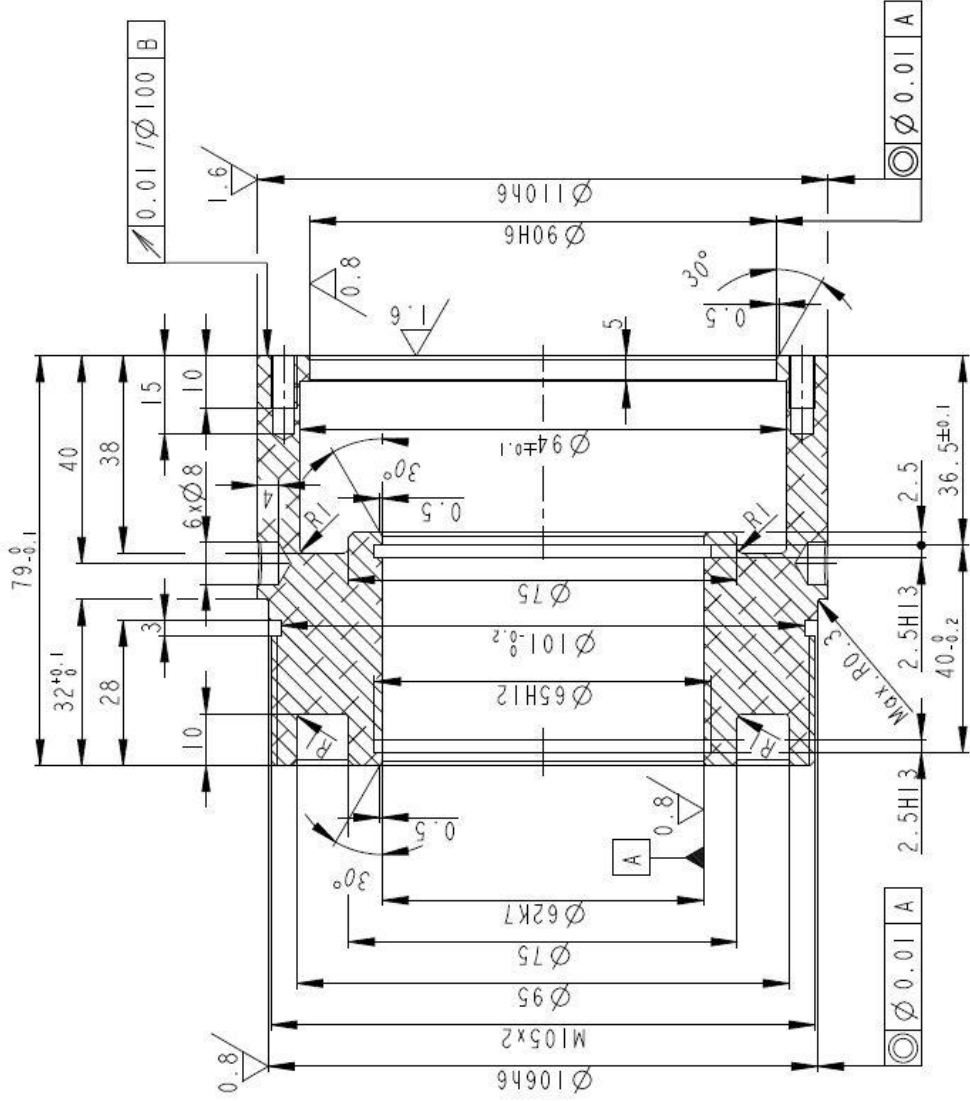


NEKOTOVANE HRANY SRAZIT 0.5x45°

		d)	PROMITÁNÍ			Materiál EN AW 7075 T6 Pečetiar NR 115-50 Čistá hmotnosť 0,262 kg
		c)				
		b)				
		a)	Podpis			
Změna		Datum	Inž.		TU v Liberči	
Mer. ltko Poznámka		Návrh				
1:1		Kreslil	KUBEČEK		PRIRUBA 1	
Č. sestavy		Přeráběl				
Č. sestavy		Technologie			Typ	
Štýp výkres		Normalizace				
Návrh výkres		Schválil			Čís. výkresu B051/O-05.3	
		Datum	23.05.2012			
				7		List 1 / 1
				8		



1:2

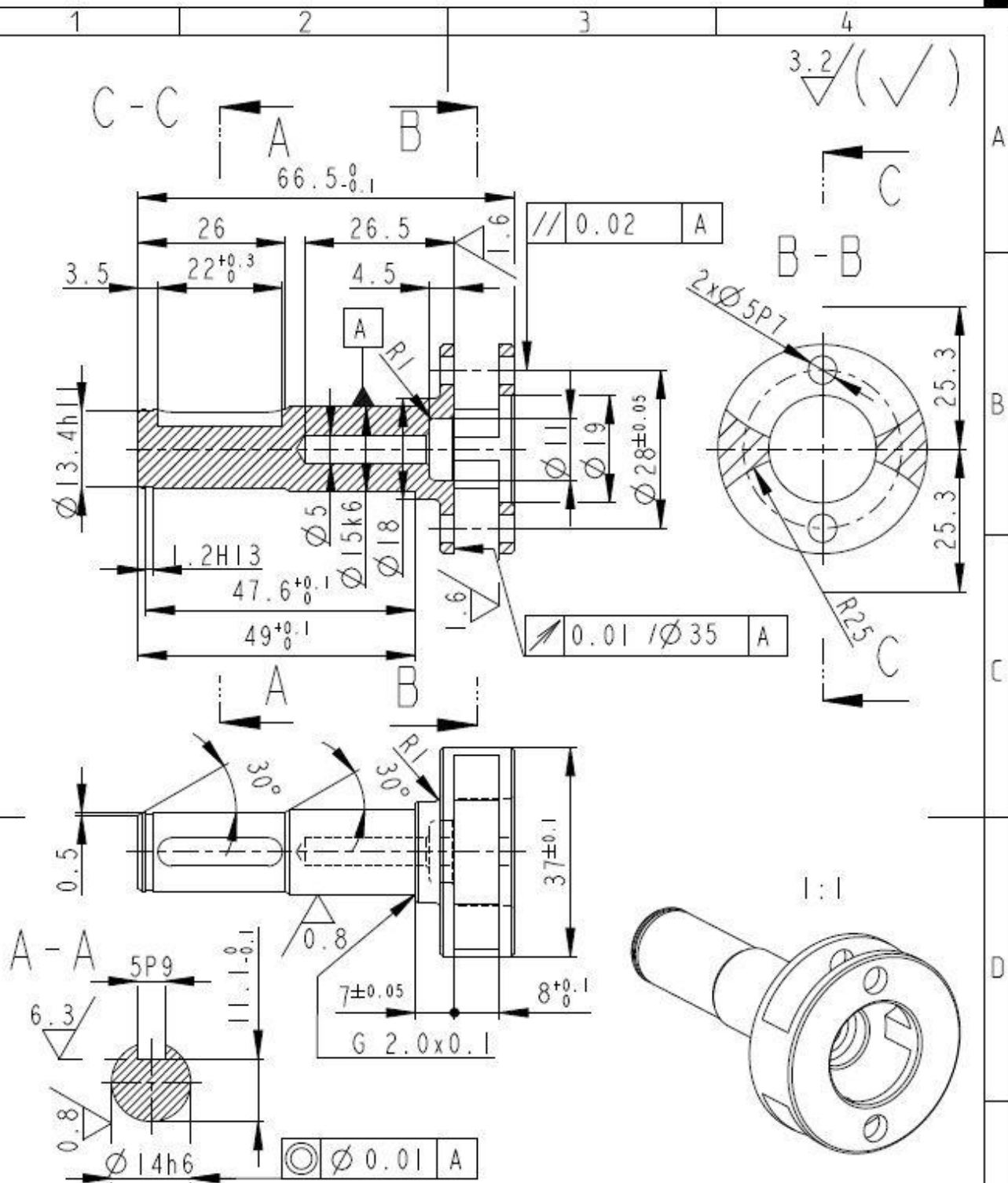


NEKOTOVANE HRANY SRAZIT 0.5x45°

PROJEKTOVANÍ		Materiál EN AW 7075 T6	
d)		Poleťar NR 115-05	
c)		Čistota hmotnost 0.066 kg	
b)			
a)			
Změna		Název	
Verifikační		PRIRUBA 2	
Poznámka		Typ	
1:1		Čís. výřezu	
Č. seznam		B051/O-06.3	
Č. sestavy		List 1/1	
Stav výřezu			
Nový výřez			
Datum		23.05.2012	

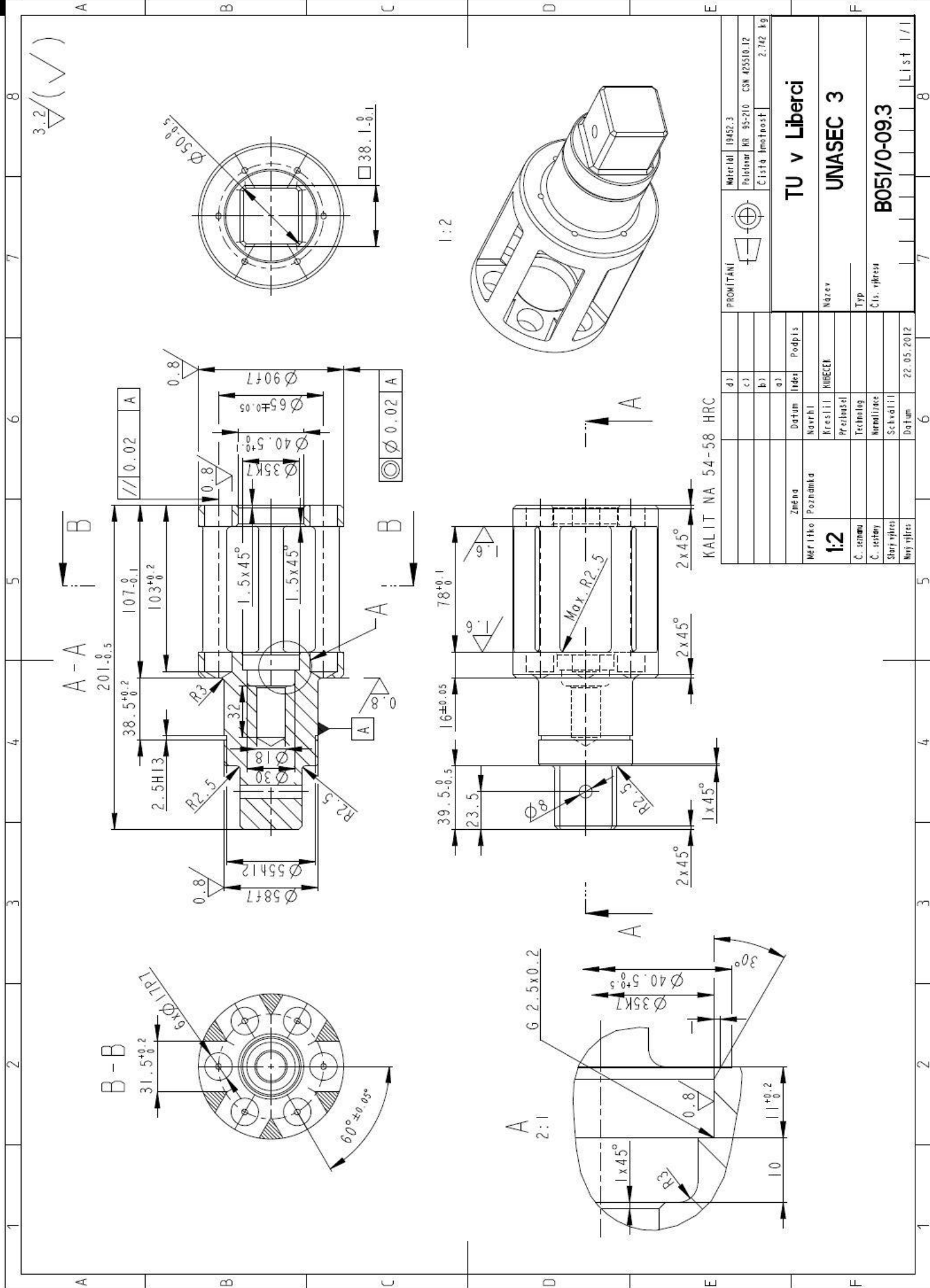
A - A

3.2/(✓)



CEMENTOVAT $h=0.3-0.5$ mm , KALIT NA 58-60 HRC
NEKOTOVANE HRANY SRAZIT $0.5 \times 45^\circ$

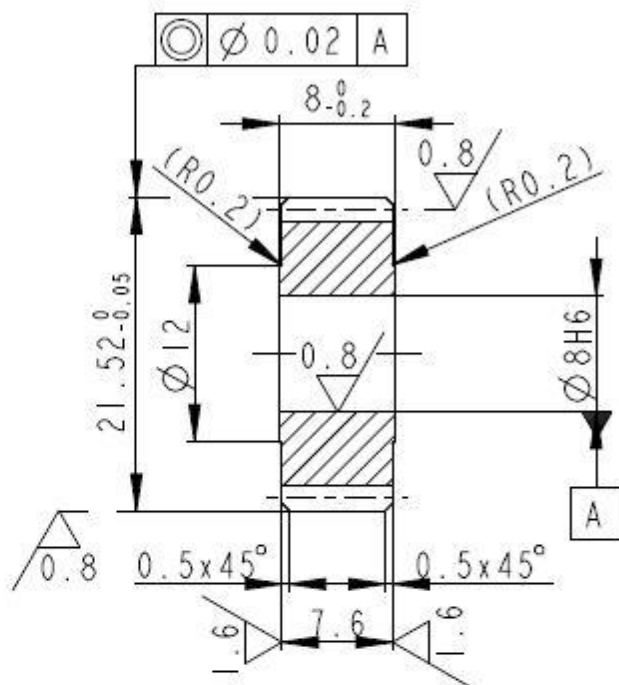
		d)			PROMÍTÁNÍ 	Materiál	14220.3	
		c)				Paletovar	KR 40-70 CSN 425510.12	
		b)				Čistá hmotnost	0.107 kg	
		a)						
Změna		Datum	Index	Podpis	TU v Liberci			
Měřítka	Poznámka	Návrhl			Název	UNASEC 1		
1:1		Kreslil	KUBECEK					
		Průzkoušel						
Č. seznamu		Technolog			Typ			
Č. sestavy		Normalizace			Čís. výkresu	B051/0-07.4		
Starý výkres		Schválil						
Nový výkres		Datum	23.05.2012					List 1/1



KALIT NA 54-58 HRC

PROMITANI		Materiál	19452.3
		Podstavec	NR 85-210 CSN 425510.12
		Čistá hmotnost	2.742 kg
TU v Liberci			
UNASEC 3			
Název			
Typ			
Čís. výkresu			
B051/O-09.3			
Datum			
22.05.2012			
List			
1/1			

3.2/(\checkmark)




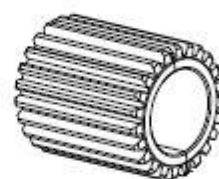
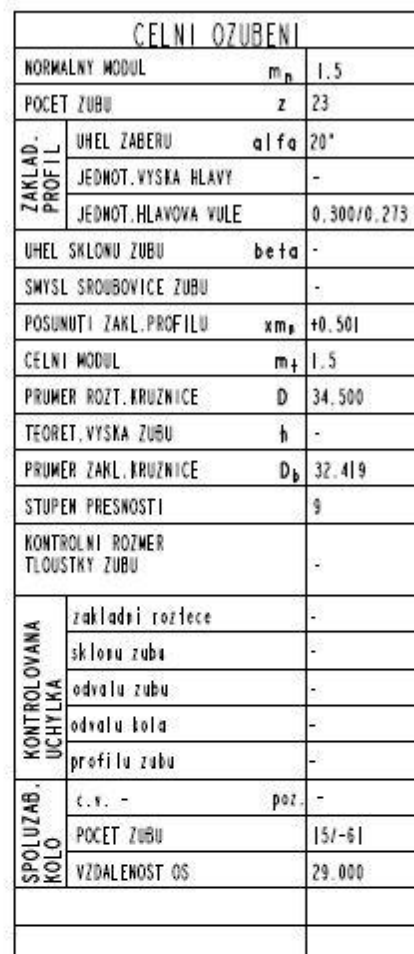
CELNÍ OZUBENÍ			
NORMALNÝ MODUL		m_n	0.8
POČET ZUBU		z	25
ZAKLAD. PROFIL	UHĚL ZABERU	α	20°
	JEDNOT.VYSKA HLAVY		-
	JEDNOT.HLAVOVA VŮLE		0.300/0.342
UHĚL SKLONU ZUBU		β	-
SMYSL SROUBOVICE ZUBU			-
POSUNUTÍ ZAKL.PROFILU		x_m	+0.040
CELNÍ MODUL		m_t	0.8
PRŮMĚR ROZT.KRUZNICE		D	20.000
TEORET. VYSKA ZUBU		h	-
PRŮMĚR ZAKL.KRUZNICE		D_b	18.794
STUPĚN PŘESNOSTI		q	
KONTROLNÍ ROZMĚR TLOUSTKY ZUBU			-
KONTROLOVANÁ UCHYLKA	základní rozteče		-
	sklonu zuba		-
	odvalu zuba		-
	odvalu kola		-
	profilu zuba		-
SPOLUZAB. KOLO	c.v. -	poz.	-
	POČET ZUBU		97-59
	VZDALENOST OS		14.000

1:1



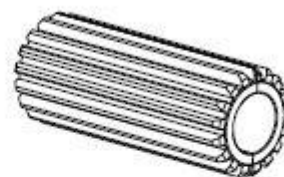
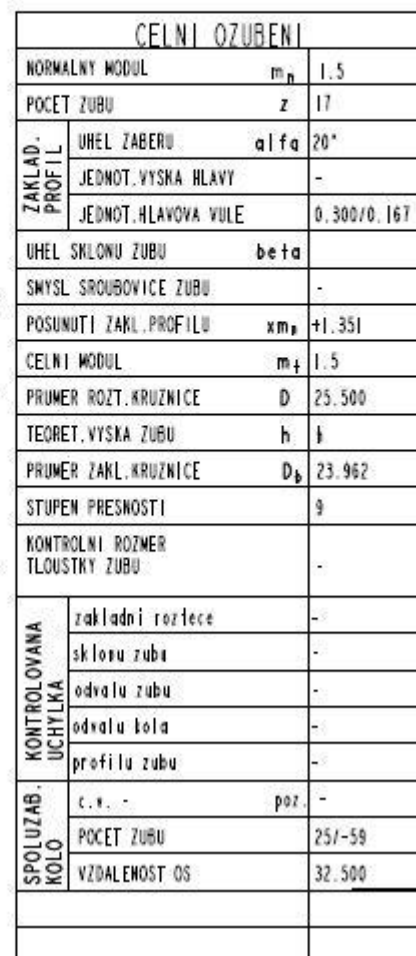
CEMENTOVAT $h=0.2-0.3$ mm , KALIT NA 58-60 HRC

		d)		PROMÍTÁNÍ 	Material	16526.3				
		c)			Polotovár	KR 25-15	CSN 425510.12			
		b)			Čistá hmotnost	0.002 kg				
		a)								
Změna		Datum	Index	Podpis	TU v Liberci <					



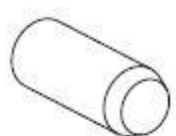
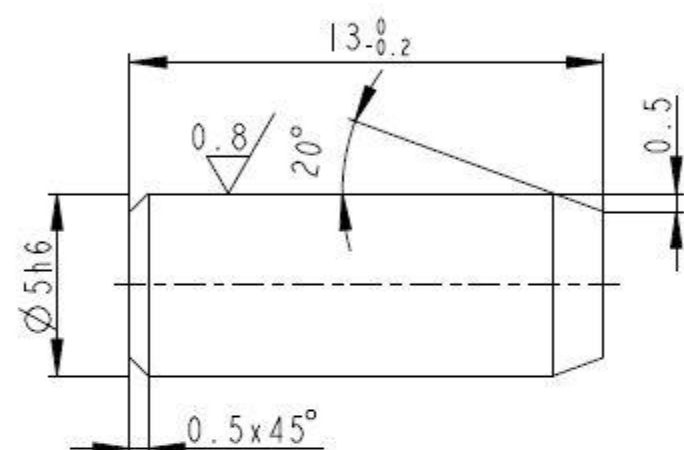
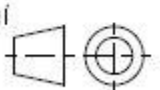
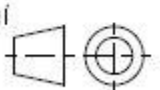
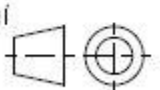
CEMENTOVAT $h=0.3-0.5$ mm , KALIT NA 58-60 HRC

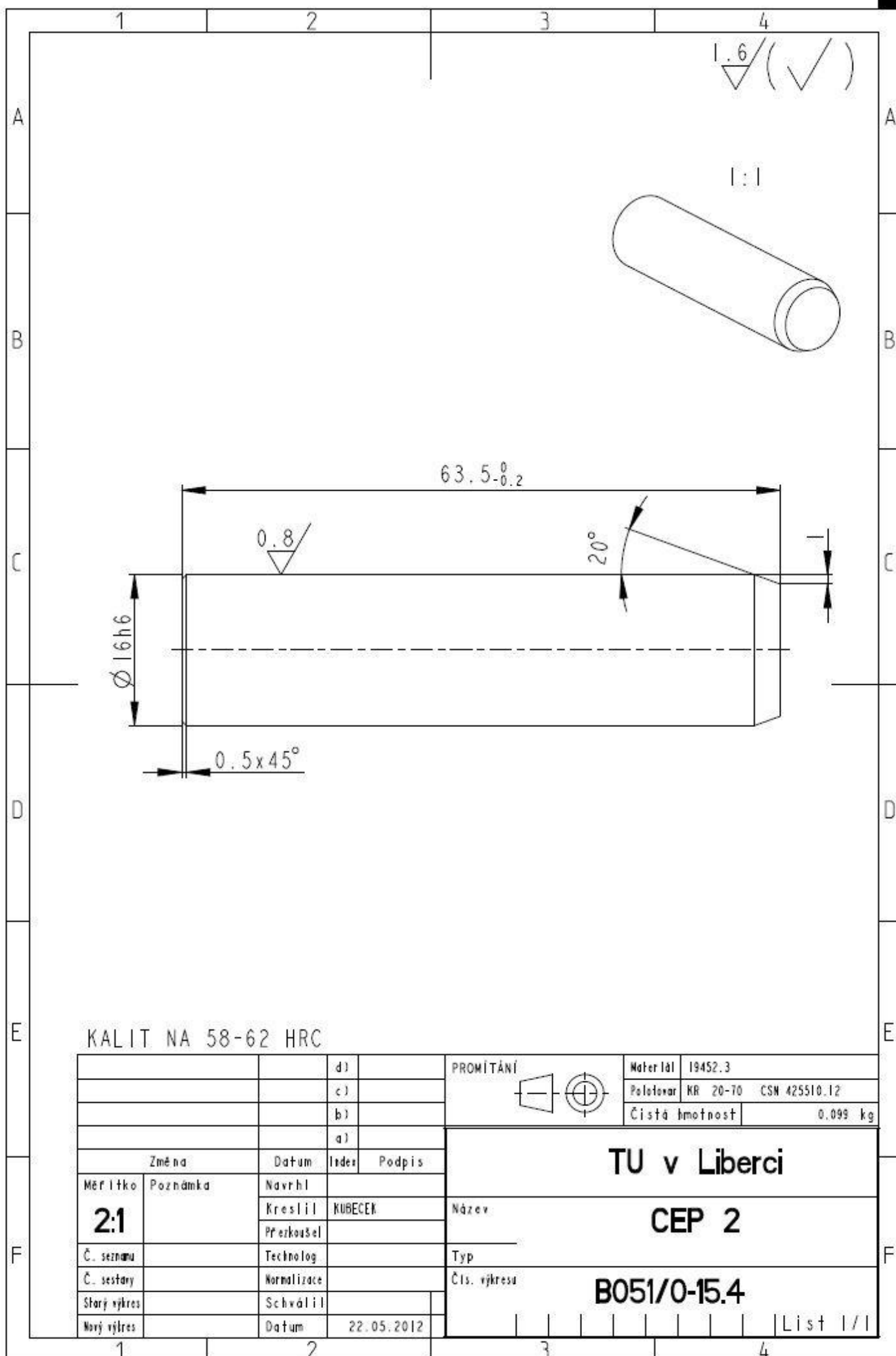
		d)		PROMÍTÁNÍ 	Materiál	16S26.3											
		c)			Položkovar	KR 45-50	CSN 425510.12										
		b)			Čistá hmotnost	0.179 kg											
		a)															
Změna		Datum	Index	Podpis	TU v Liberci SATELIT 2												
Měřítko	Poznámka	Navrhl										Název					
1:1		Kreslil	KUBECEK														
		Prozkoušel			Typ												
Č. seznamu		Technolog															
Č. sestavy		Normalizace			Čís. výkresu B051/0-12.4												
Starý výkres		Schválil															
Nový výkres		Datum	22.05.2012														
																	List 1 / 1



CEMENTOVAT $h=0.3-0.5$ mm , KALIT NA 58-60 HRC

		d)			PROMÍTÁNÍ 	Materiál	I6526.3								
		c)				Palivovar	KR 35-85 CSN 425510.12								
		b)				Čistá hmotnost	0.029 kg								
		a)													
Změna		Datum	Index	Podpis	TU v Liberci SATELIT 3										
Měřítko 1:1	Poznámka	Navrhl													Název
		Kreslil	KUBECEK												
		Průzkoušel													
Č. seznamu		Technologie			Typ	B051/0-13.4									
Č. sestavy		Normalizace			Čís. výkresu										
Starý výkres		Schválil													
Nový výkres		Datum	22.05.2012												List 1 / 1

1	2	3	4																																																																													
A	$1.6 / (\checkmark)$																																																																															
B	2:1 																																																																															
C																																																																																
D																																																																																
E	KALIT NA 58-62 HRC																																																																															
F	<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="width: 15%;"></td> <td style="width: 15%;"></td> <td style="width: 15%;">d)</td> <td style="width: 15%;"></td> <td rowspan="4" style="width: 15%; text-align: center;"> PROMÍTÁNÍ  </td> <td style="width: 15%;">Materiál</td> <td style="width: 20%;">I9452.3</td> </tr> <tr> <td></td> <td></td> <td>c)</td> <td></td> <td>Poletočar</td> <td>KR 10-20 CSN 425510.12</td> </tr> <tr> <td></td> <td></td> <td>b)</td> <td></td> <td>Čistá hmotnost</td> <td>0.002 kg</td> </tr> <tr> <td></td> <td></td> <td>a)</td> <td></td> <td colspan="2" rowspan="5" style="text-align: center; vertical-align: middle;"> TU v Liberci CEP 1 B051/0-14.4 </td> </tr> <tr> <td></td> <td style="text-align: center;">Změna</td> <td style="text-align: center;">Datum</td> <td style="text-align: center;">Index</td> <td style="text-align: center;">Podpis</td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">Měřítko</td> <td style="text-align: center;">Poznámka</td> <td style="text-align: center;">Navrhl</td> <td colspan="2"></td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">5:1</td> <td></td> <td style="text-align: center;">Kreslil</td> <td colspan="2" style="text-align: center;">KUBECEK</td> </tr> <tr> <td></td> <td></td> <td style="text-align: center;">Přezkoušel</td> <td colspan="2"></td> </tr> <tr> <td></td> <td></td> <td style="text-align: center;">Technolog</td> <td colspan="2"></td> <td style="text-align: center;">Název</td> <td colspan="2"></td> </tr> <tr> <td></td> <td></td> <td style="text-align: center;">Normalizace</td> <td colspan="2"></td> <td style="text-align: center;">Typ</td> <td colspan="2"></td> </tr> <tr> <td></td> <td></td> <td style="text-align: center;">Schválil</td> <td colspan="2"></td> <td style="text-align: center;">Čís. výkresu</td> <td colspan="2"></td> </tr> <tr> <td></td> <td></td> <td style="text-align: center;">Datum</td> <td colspan="2" style="text-align: center;">22.05.2012</td> <td colspan="3" style="text-align: right;">List 1/1</td> </tr> </table>					d)		PROMÍTÁNÍ 	Materiál	I9452.3			c)		Poletočar	KR 10-20 CSN 425510.12			b)		Čistá hmotnost	0.002 kg			a)		TU v Liberci CEP 1 B051/0-14.4			Změna	Datum	Index	Podpis	Měřítko	Poznámka	Navrhl			5:1		Kreslil	KUBECEK				Přezkoušel					Technolog			Název					Normalizace			Typ					Schválil			Čís. výkresu					Datum	22.05.2012		List 1/1		
		d)		PROMÍTÁNÍ 	Materiál	I9452.3																																																																										
		c)			Poletočar	KR 10-20 CSN 425510.12																																																																										
		b)			Čistá hmotnost	0.002 kg																																																																										
		a)			TU v Liberci CEP 1 B051/0-14.4																																																																											
	Změna	Datum	Index	Podpis																																																																												
Měřítko	Poznámka	Navrhl																																																																														
5:1		Kreslil	KUBECEK																																																																													
		Přezkoušel																																																																														
		Technolog			Název																																																																											
		Normalizace			Typ																																																																											
		Schválil			Čís. výkresu																																																																											
		Datum	22.05.2012		List 1/1																																																																											
1	2	3	4																																																																													



1

2

3

4

A

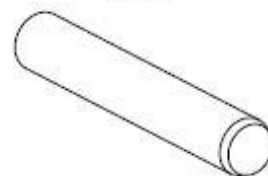
A

1.6/(\checkmark)

B

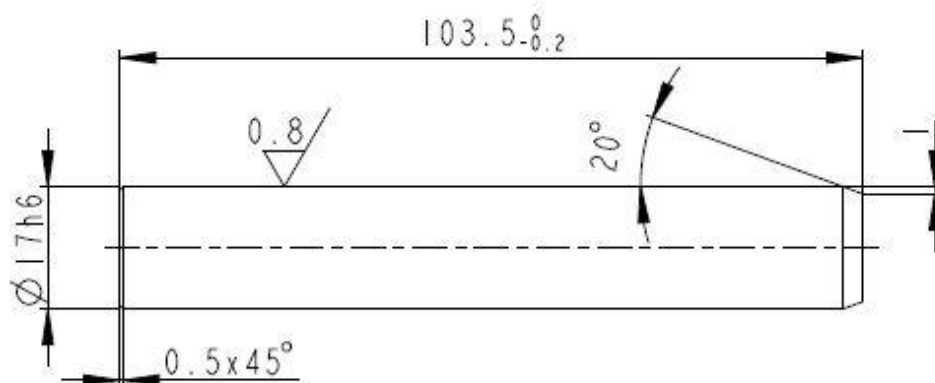
B

1:2



C

C



D

D

E

E

KALIT NA 58-62 HRC

F

F

		d)			PROMÍTÁNÍ 	Materiál 19452.3 Početovar KR 20-110 CSN 425510.12 Čistá hmotnost 0.183 kg
		c)				
		b)				
		a)				
Změna		Datum	Index	Podpis	TU v Liberci CEP 3	
Měřítka	Poznámka	Návrh				
1:1		Kreslil	KUBECEK		Název	
		Prozkoušel				
Č. seznamu		Technolog			Typ	
Č. sestavy		Normalizace			Čís. výkresu	
Starý výkres		Schválil			B051/0-16.4 List 1/1	
Nový výkres		Datum	22.05.2012			

1

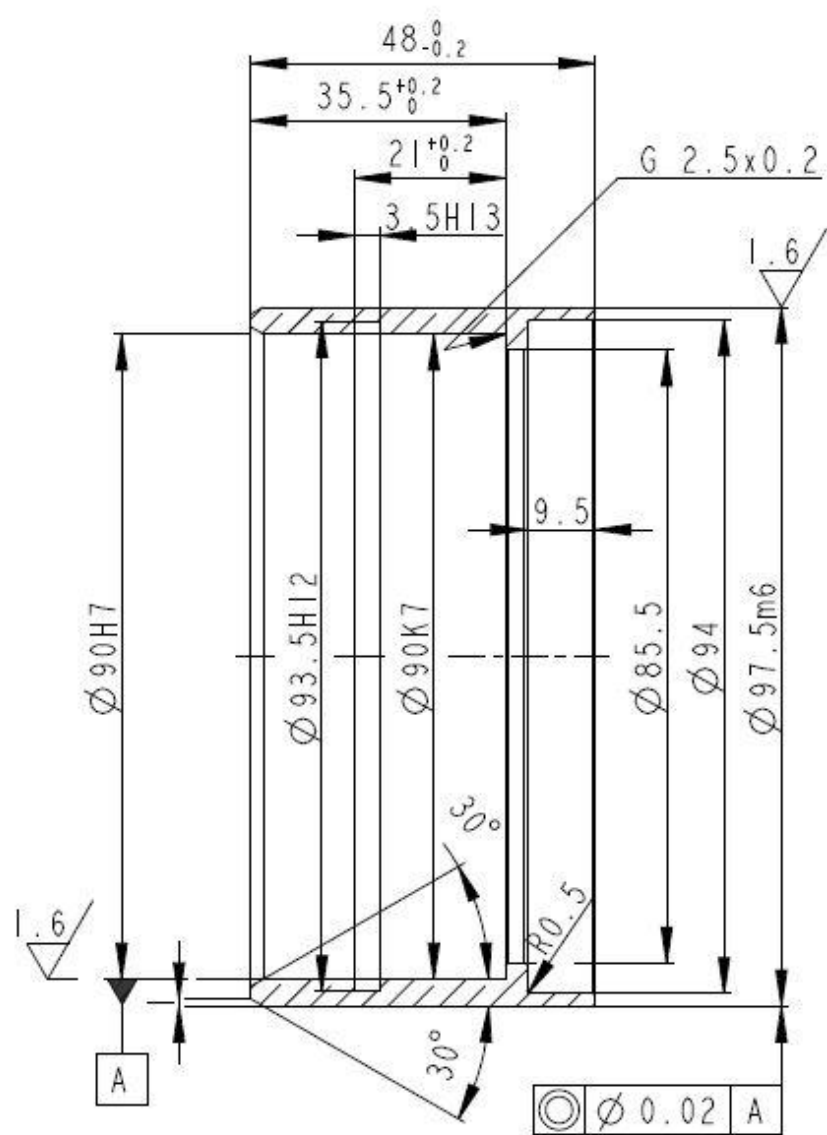
2

3

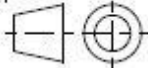
4

3.2/(✓)

3:10

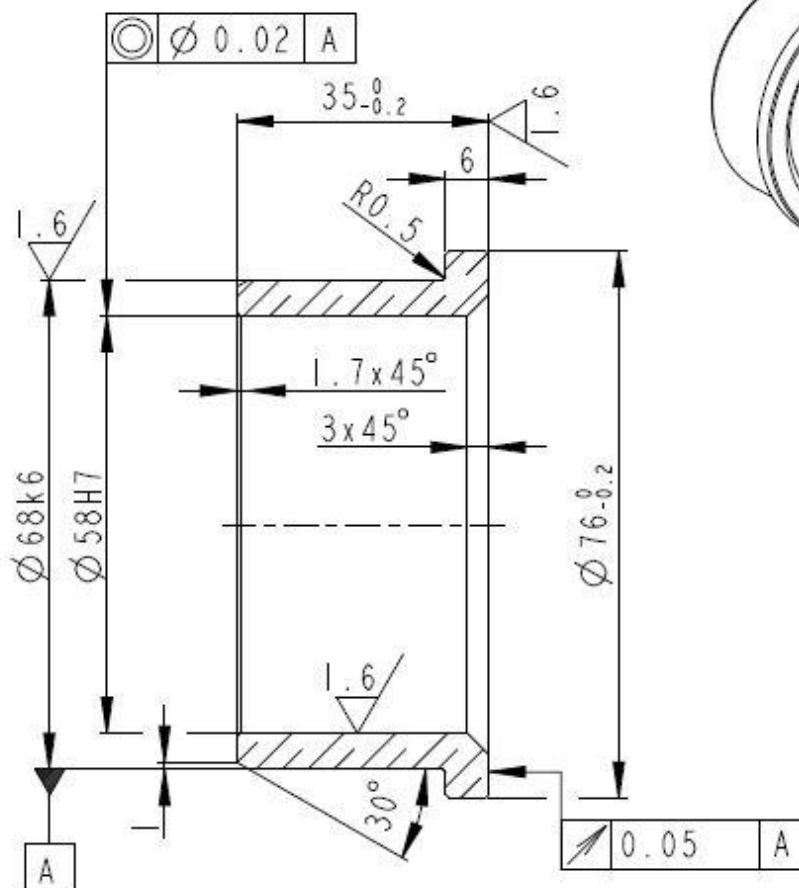
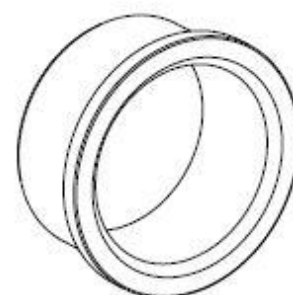


NEKOTOVANE HRANY SRAZIT 0.3x45°

		d)		PROMÍTÁNÍ 	Material	CSN 42 3018										
		c)			Polotovár	KR 100-55										
		b)			Čistá hmotnost	0.417 kg										
		a)														
Změna		Datum	Index	Podpis	TU v Liberci											
Měřítko	Poznámka	Navrhl														
1:1		Kreslil	KUBECEK		Název LOZISKO 1											
		Průzkoušel														
Č. seznamu		Technolog			Typ											
Č. sestavy		Normalizace			Čís. výkresu											
Starý výkres		Schválil			B051/0-17.4											
Nový výkres		Datum	22.05.2012													
																List 1/1

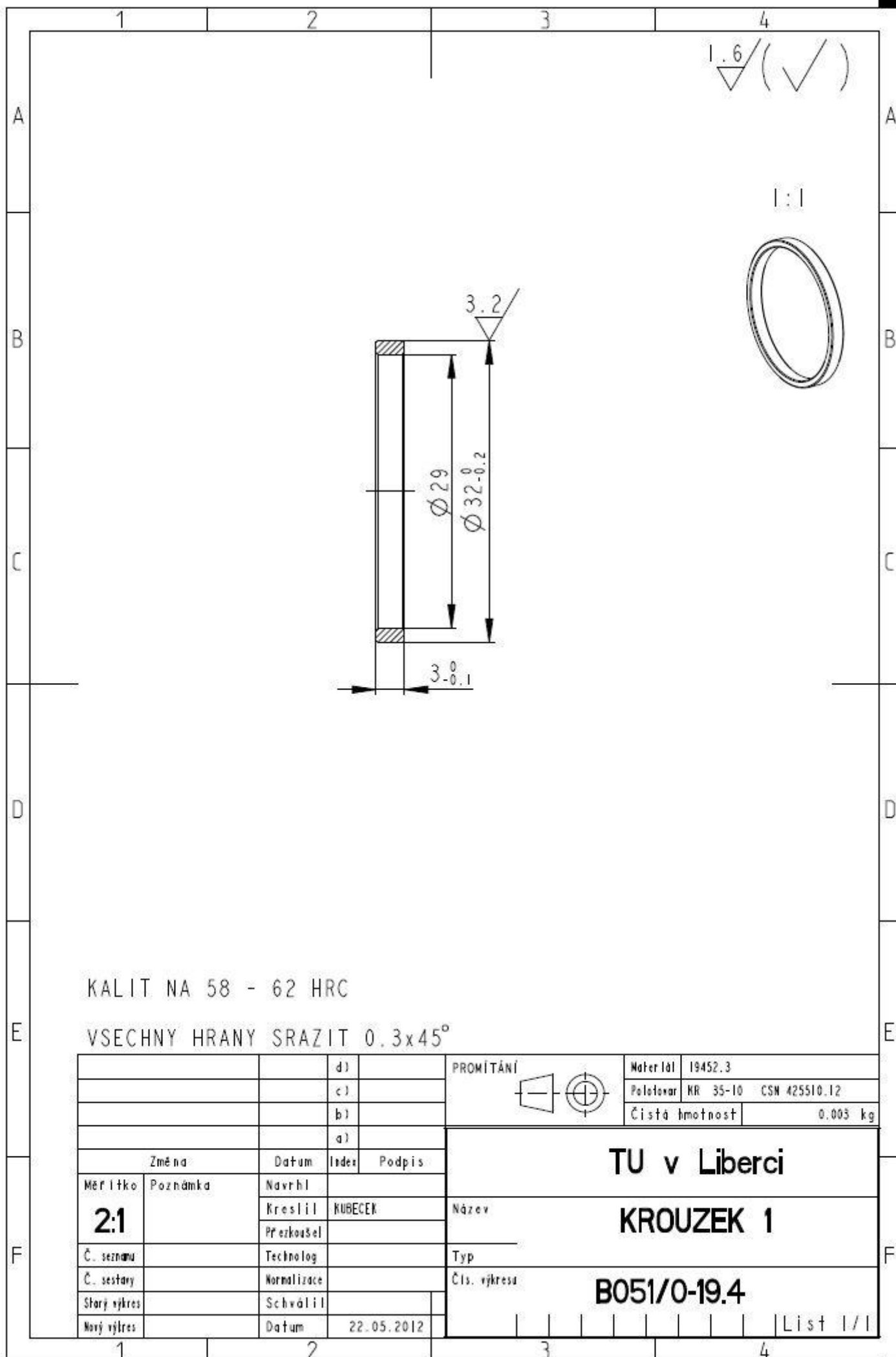
3.2/(✓)

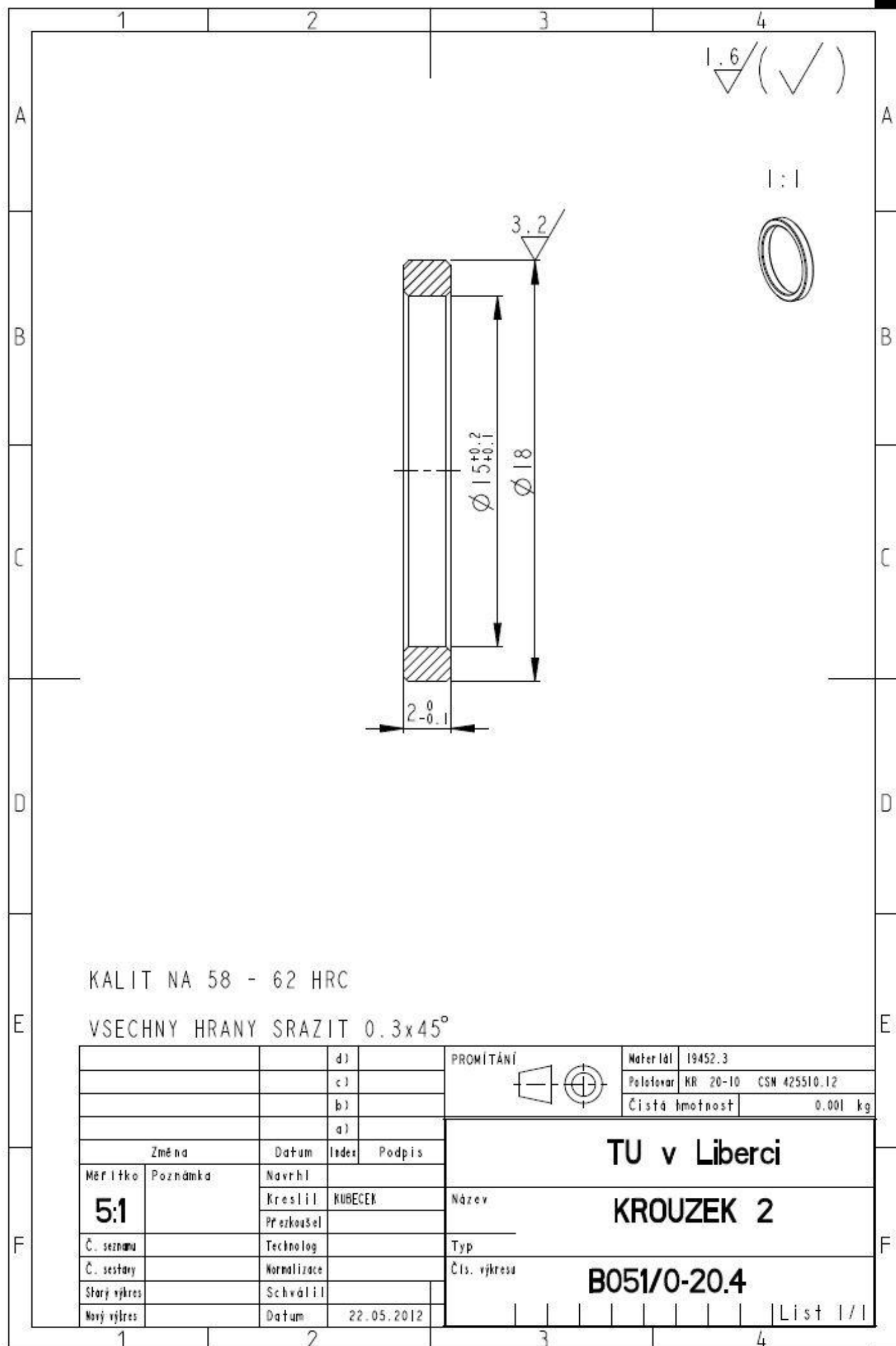
1:2



VNEJSÍ HRANY SRAZIT $0.5 \times 45^\circ$

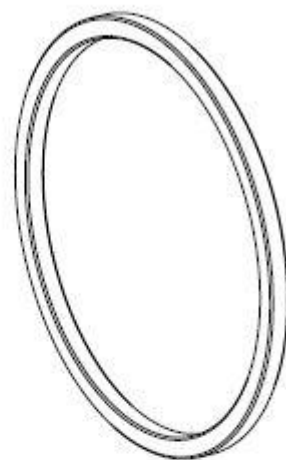
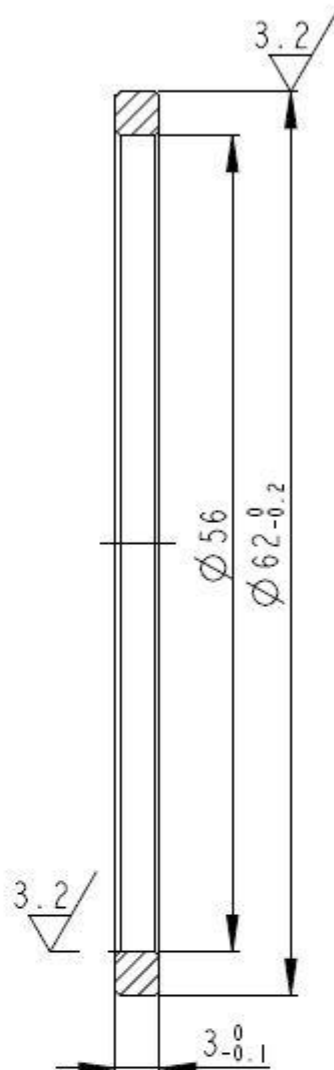
		d)		PROMÍTÁNÍ	Material	CSN 42 3018
		c)			Podstavec	KR 80-40
		b)			Čistá hmotnost	0,305 kg
		a)				
Změna	Datum	Index	Podpis	TU v Liberci		
Měřítka	Poznámka	Navrhl		LOZISKO 2		
1:1		Kreslil	KUBEČEK	Název		
		Prozkoušel		Typ		
Č. seznamu		Technolog		Čís. výkresu		
Č. sestavy		Normalizace		B051/0-18.4		
Starý výkres		Schválil		List 1/1		
Nový výkres		Datum	22.05.2012			





1.6/(✓)

1:1



KALIT NA 58 - 62 HRC

VSECHNY HRANY SRAZIT 0.3x45°

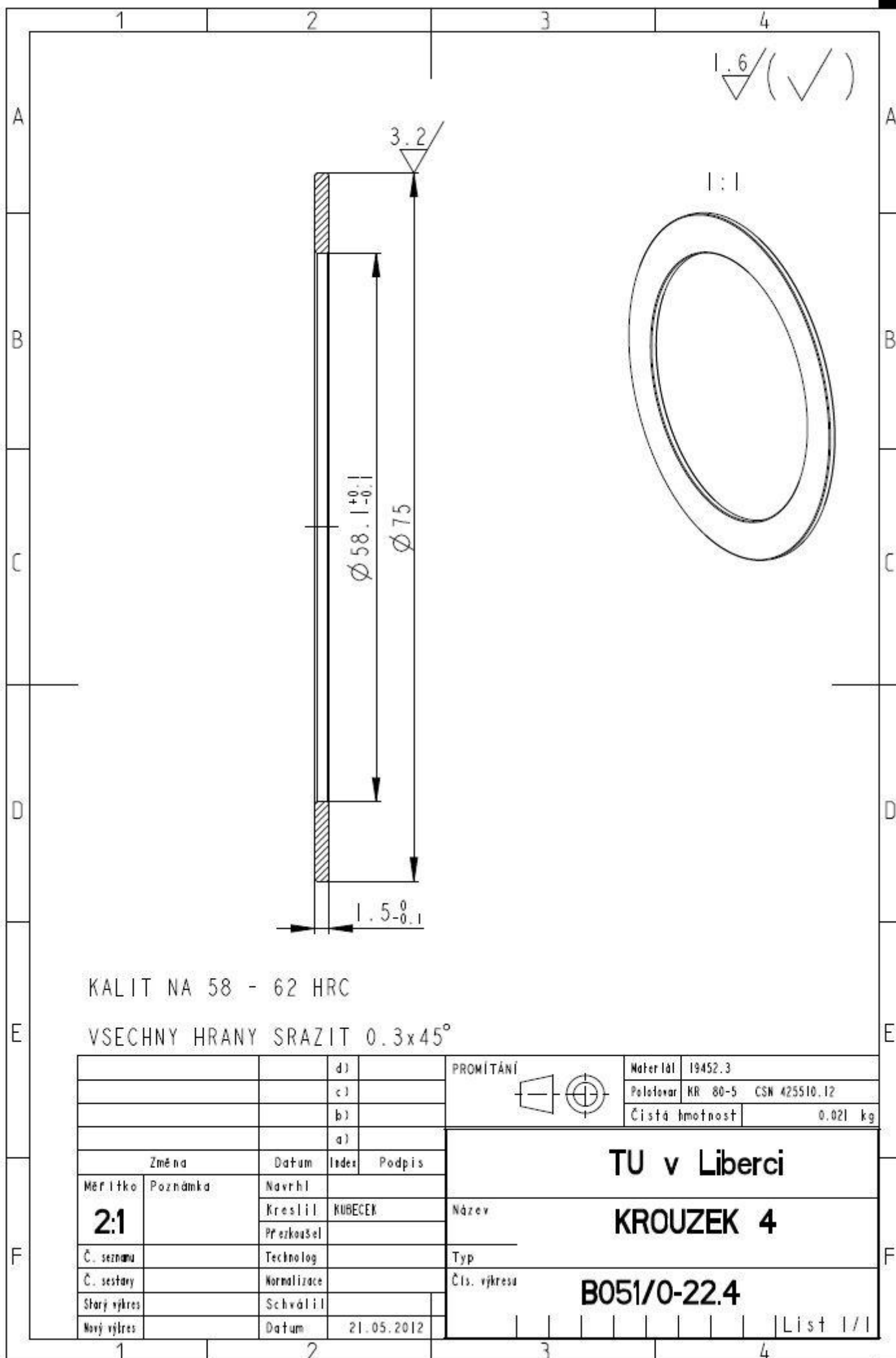
		d)		PROMÍTÁNÍ	Material	I9452.3
		c)			Podle tvaru	KR 65-10 CSN 425510.12
		b)			Čistá hmotnost	0.013 kg
		a)				
	Změna	Datum	Index	Podpis	TU v Liberci	
Meritko	Poznámka	Navrhl				
2:1		Kreslil	KUBECEK			
		Přezkoušel				
Č. seznamu		Technolog			Název	KROUZEK 3
Č. sestavy		Normalizace			Typ	
Starý výkres		Schválil			Čís. výkresu	B051/0-21.4
Nový výkres		Datum	22.05.2012			1:1

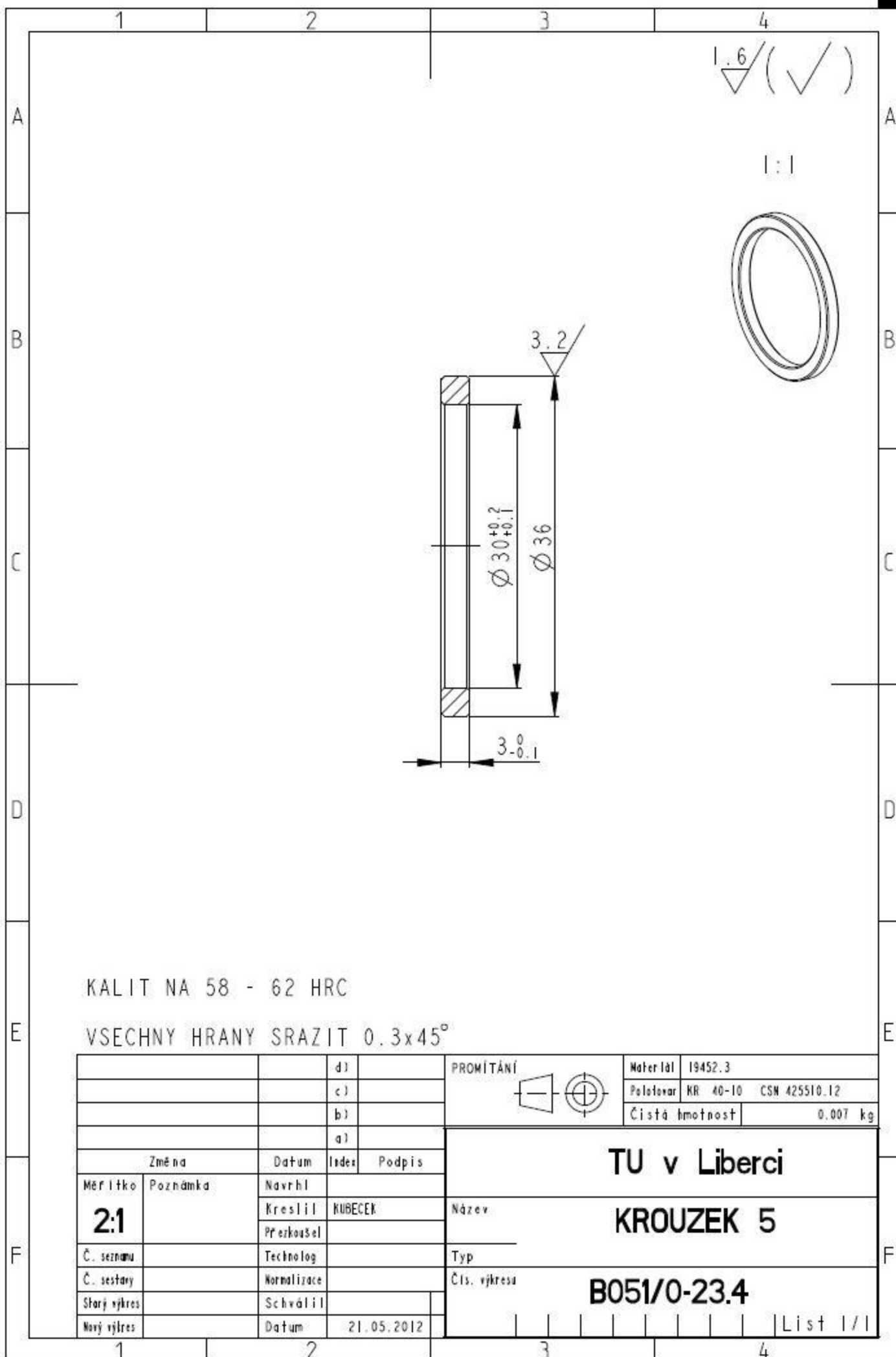
1

2

3

4




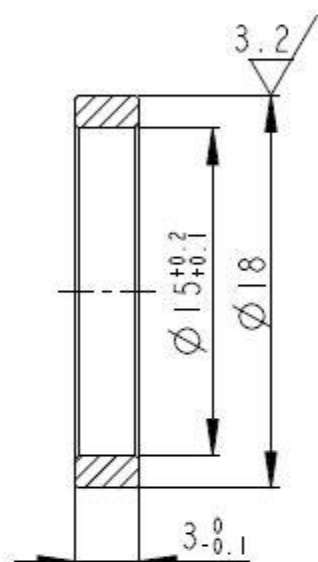


1	2	3	4
A			A
B			B
C			C
D			D
E			E
F			F

1.6 / (✓)

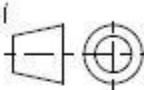
1:1





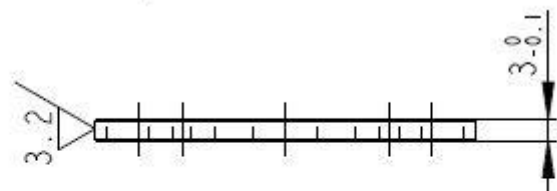
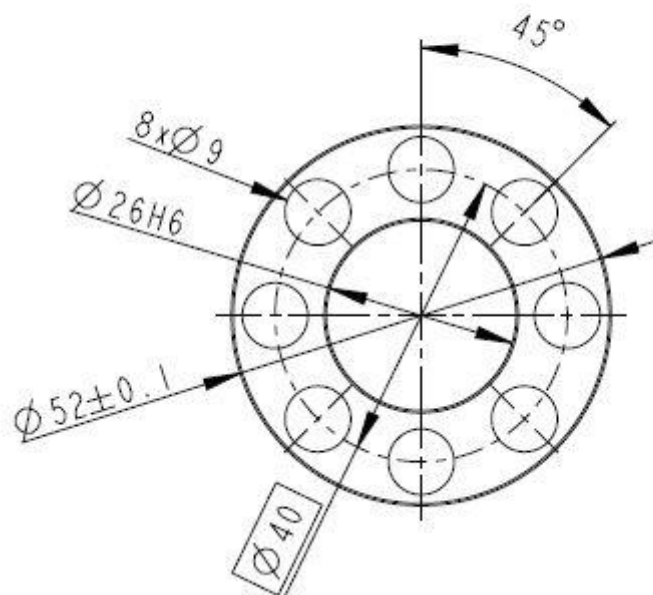
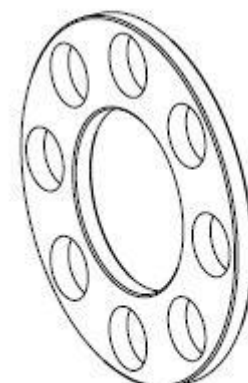
KALIT NA 58 - 62 HRC

VSECHNY HRANY SRAZIT 0.3x45°

		d)			PROMÍTÁNÍ 	Materiál 19452.3 Polotovar KR 20-10 CSN 425510.12 Čistá hmotnost 0.002 kg
		c)				
		b)				
		a)			TU v Liberci KROUZEK 6 B051/0-24.4	
Změna	Datum	Index	Podpis			
Měřítko 3:1	Poznámka	Navrhl				
		Kreslil KUBECEK				
		Průzkoušel				
Č. seznamu		Technolog			Název	
Č. sestavy		Normalizace			Typ	
Starý výkres		Schválil			Čís. výkresu	
Nový výkres		Datum	21.05.2012		List 1/1	
1	2	3	4			

1.6/(✓)

1:1



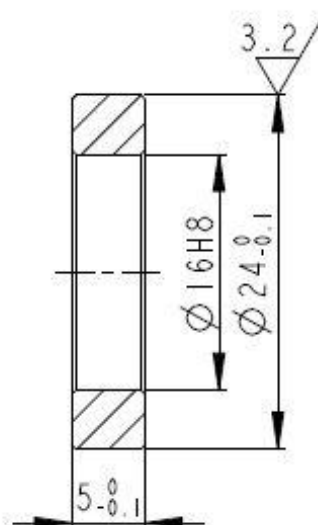
KALIT NA 58 - 62 HRC

VSECHNY HRANY SRAZIT 0.3x45°

		d)		PROMÍTÁNÍ 	Materiál 19452.3 Početovar KR 55-10 CSN 425510.12 Čistá hmotnost 0.025 kg
		c)			
		b)			
		a)			
Změna	Datum	Index	Podpis	TU v Liberci KROUZEK 7	
Měřítka	Poznámka	Navrhl			
1:1		Kreslil KUBEČEK		Název KROUZEK 7 Typ B051/0-25.4	
Č. seznamu		Přezkoušel			
Č. sestavy		Technolog		Čís. výkresu B051/0-25.4 List 1/1	
Starý výkres		Normalizace			
Nový výkres		Schválil			
		Datum	21.05.2012		

1.6/(✓)

1:1



KALIT NA 58 - 62 HRC

VSECHNY HRANY SRAZIT 0.3x45°

		d)		PROMÍTÁNÍ 	Material	19452.3	
		c)			Polotovár	KR 28-10 CSN 425510.12	
		b)			Čistá hmotnost	0.010 kg	
		a)					
Změna		Datum	Index	Podpis	TU v Liberci		
Měřítka	Poznámka	Navrhl					Název KROUZEK 8
2:1		Kreslil	KUBECEK				
		Průzkoušel					
Č. seznamu		Technologie			Typ		
Č. sestavy		Normalizace			Čís. výkresu	B051/0-26.4	
Starý výkres		Schválil					
Nový výkres		Datum	21.05.2012				
					List 1/1		